

Vysoká škola báňská- Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Diplomová práce

2012

Bc. Tomasz Cieslar

VŠB – Technická Univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Návrh instalace parní turbíny

Design of Steam Turbine Installation

Student:

Bc. Tomasz Cieslar

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CsC.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomasz Cieslar**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Návrh instalace parní turbíny**
Design of Steam Turbine Installation

Zásady pro vypracování:

Tématem diplomové práce je odpovídající návrh turbíny, ve které by měla být využívána pára se vstupním přetlakem 1,2 MPa, vstupní teplotou 240 °C a množstvím cca 3 t/h. Hodnoty protitlaku jsou předpokládány 0,3 MPa a 130 °C.

Součástí diplomové práce budou konstrukční výkresy rozhodujících uzlů potrubního systému stávajícího rozvodu páry s přípravou na možnou instalaci parní turbíny odpovídající velikosti.

Seznam doporučené odborné literatury:

AMBROŽ, J. *Parní turbíny a kondenzace*. Praha : ČVUT, 1984. 281 s.

VILIMEC, L. *Řízení a regulace energetických zařízení*. Ostrava : VŠB-TUO, 2008. 224 s.


ŠUROVSKÝ, J. *Mikroturbína*. Praha : Instalace Praha, 2003. 220 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012


prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 21. 5. 2012

Ceslav Tomasz

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanský a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же оdevzdáním své diplomové práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21. 5. 2012


.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Tomasz Cieslar

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Erbenova 800, Trinec, 739 61

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Cieslar, T. *Návrh instalace parní turbíny: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, 118s, Vedoucí práce: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Předložená diplomová práce se zabývá návrhem instalace parní turbíny. Obsahově je práce rozdělena do šesti kapitol. První kapitola se krátce zabývá tzv. odpadním teplem a jeho následným využitím. Instalace parní turbíny je situována na provoz Teplárny Karviná, který podrobněji rozebírám v druhé kapitole. Navazující třetí kapitola popisuje problematiku škrcení páry na teplárně a návrh nového řešení v podobě instalace vhodné parní turbíny, což je hlavním cílem této práce. Ve čtvrté kapitole se podrobněji zabývám vybranou parní turbínou, jejím popisem, principem a konstrukčním řešením. Předposlední, pátá kapitola, rozebírá teoretické hodnocení turbíny. V poslední šesté kapitole se věnuji statickému výpočtu potrubí. Součástí této práce jsou i konstrukční výkresy rozhodujících uzlů potrubního systému stávajícího rozvodu páry s přípravou na možnou instalaci parní turbíny.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pára, teplárna, parní turbína, redukční ventil, škrcení páry, entalpie, energie

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

Cieslar, T. *Design of Steam Turbine Installation: Diploma Thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2012, 118 p. Thesis head: doc. Ing. Kamil Kolarčík CSc.

This thesis deals with installation of a steam turbine. It consists of six chapters according to the content. The first chapter deals briefly with so called waste heat and its subsequent use. The process of installation takes place at a division of a heating plant in Karviná, which is in detail described in chapter two. The following chapter analyzes the problem of throttling steam at the heating plant and brings forward new solutions in the form of installation of a suitable steam turbine, which is the main objective of this thesis. In chapter four I focus on a selected steam turbine in detail, its description, principle and design

solution. The fifth chapter contains theoretical evaluation of the turbine. The last sixth chapter is devoted to the static calculation of the pipeline. The thesis also includes design drawings of critical nodes of the existing piping system of steam distribution plus the preparation for a possible installation of the steam turbine.

KEYWORDS

Steam, Heating plant, Steam turbine, Valve reduction, Steam strangling, Enthalpy, Energy

Obsah

Seznam použitých zkratk	9
Úvod	10
1 Odpadní teplo	12
1.1 Využití parních turbín	13
2 Dalkia Česká republika, a.s., divize Karviná,	16
2.1 Historie a současnost	16
2.2 Tepelné schéma a zapojení strojního zařízení	18
2.3 Popis provozu a zařízení teplárny	20
3 Návrh instalace parní turbíny na TKV	56
3.1 Problematika redukce tlaku páry na teplárně	56
3.1.1 Redukce tlaku škrcením	56
3.1.2 Redukce tlaku parním strojem	58
3.1.3 Způsoby zapojení parních turbín	59
3.1.4 Vlivy a přístupy v ekonomickém hodnocení menších parních turbín	61
3.1.5 Obecný postup řešení	63
3.2 Popis místa zapojení	66
3.3 Typy parních turbín vhodných k instalaci na TKV	69
4 Náporová turbína	76
4.1 Popis turbíny	76
4.2 Princip řešení	77
4.2.1 První poznatky a zkoušky	77
4.2.2 Princip činnosti turbíny	80
4.3 Konstrukční řešení	80
4.3.1 Prototyp náporové turbíny - Energetika, a.s. Třinec	81
4.4 Možnosti použití a vývoje této technologie	86
5 Hodnocení funkce turbíny	89
5.1 Přímá a porovnávací účinnost	93
5.2 Měrná spotřeba energie	93
6 Statický výpočet potrubí na TKV	94
6.1 Popis potrubí turbogenerátoru	94
6.1.1 Potrubí středotlaké (ST) páry	94
6.1.2 Potrubí protitlaké (PT) páry	95
6.2 Výpočet potrubí turbogenerátoru	95

6.2.1	Statický výpočet potrubí	101
6.2.2	Vypočtené hodnoty	102
6.2.3	Modul potrubí středotlaké ST a protitlaké PT páry	106
6.3	Vlastnosti použitých materiálů	108
Závěr		110
Seznam použité literatury		113
Seznam obrázků		114
Seznam schémat		116
Seznam diagramů		116
Seznam grafů		116
Seznam příloh		117

Seznam použitých zkratk

CAEPIPE	Software pro statický výpočet potrubí
CO	Oxid uhelnatý
CZT	Centrální zásobování teplem
HO	Horkovodní ohřívák
CHÚV	Chemická úprava vody
K	Kotel
KGJ	Kogenerační jednotka
KVET	Kombinovaná výroba elektrické energie a tepla
NOX	Oxid dusíku
NT	Nízkotlaký
NTO	Nízkotlaký ohříváč
NTR110	Typ parní turbíny
OČ	Oběhové čerpadlo
ORC	Organický Rankinův cyklus
PT	Protitlaký
RGO	Regenerační ohříváč
RCHS4	Redukční a chladicí stanice
RO I	První regulovaný odběr
RO II	Druhý regulovaný odběr
RP	Rozdělovač páry
RS	Redukční stanice
RV	Redukční ventil
SCZT	Systém centrálního zásobování teplem v ČR
SI	Mezinárodní soustava jednotek
SO ₂	Oxid siřičitý
ST	Středotlaký
STG I	Typ turbíny
ŠO	Špičkový ohříváč
TČA	Teplárna česko-slovenské armády
TG	Turbína
TG4, 5	Turbogenerátor 4, 5
TG7	Náporová turbína
TKV	Teplárna Karviná
TR	Točivá redukce
TR320	Typ parní turbíny
VS	Výměníková stanice
VT	Vysokotlaký
VTN	Vysokotlaká nádrž napájecí vody
ZO	Základní ohříváč

Úvod

Teplárenství je odvětví, které v naší historii prošlo složitým a bouřlivým vývojem. Je nedílně spjato s rozvojem těžkého průmyslu, nových technologií, politických i společenských změn, které se udaly v našem regionu severní Moravy.

Pojmy jako elektřina nebo teplo jsou v dnešní době neustále skloňovány nejen odborníky, ale také širší laickou veřejností. Neustále rostoucí ceny za elektřinu a teplo nutí její výrobce a distributory k co největší efektivnosti využití primárních zdrojů paliv a zvyšování účinnosti její výroby. Výroba elektrické energie a tepla byla od samého počátku v rozhodující míře závislá na spalování uhlí, později i ropných produktů a zemního plynu.

Při výrobě elektřiny spalováním fosilních paliv vždy vzniká teplo. V současných velkých tepelných elektrárnách se využije zhruba 32% energie obsažené v palivu – zbytek bez užítu odchází do vzduchu chladicími věžemi.

Už od konce 18. století až do dnes usilují vývojáři a provozovatelé o dosažení vysoké účinnosti využití uhlí při výrobě páry s vysokým tlakem a teplotou a následně při přeměně tepelné energie v parním stroji nebo turbíně na mechanickou a v generátoru na elektrickou energii. Sdružená výroba tepla a elektřiny je velmi složitá a každá její provozní část má své specifické problémy. Jedním z nich je problematika snižování tlaku páry a její následné optimální využití.

Na teplárnách dochází ke snižování tlaku páry ze dvou důvodů. V oblasti elektroenergetiky se vyrábí pára vyšších tlaků zcela záměrně a snižování je žádoucí, neboť je využíváno k výrobě elektrické energie. V oblasti průmyslu bývá redukce tlaku páry nutná, protože vyráběná pára pro technologické nebo komunální využití má zpravidla vyšší tlak, než je potřeba. Ne jinak je tomu i na teplárně v Karvině, kde se pro redukci tlaku páry používá nejběžnější a nejlevější způsob, tj. škrcení v redukčním ventilu. Redukce páry v redukčním ventilu není z kvantitativního pohledu ztrátovým procesem, protože nedochází k poklesu entalpie redukované páry. Z kvalitativního hlediska se však jedná o velmi ztrátový děj, protože dochází ke ztrátě energie, té části exergie, kterou lze teoreticky přeměnit na užitečnou práci a v neposlední řadě ke snížení kvality páry.

Proto cílem mé diplomové práce je navrhnout řešení, které by mohlo přispět k využití odpadního tepla vzniklého právě škrcením v redukčním ventilu a tím zvýšit i účinnost

celého oběhu, za předpokladu, že redukční ventil nebude zrušen, ale bude připraven v záloze pro případ poruchy.

Redukční ventil je umístěn na strojovně ve výšce + 4,3 m a je napojen na středotlakou parní síť o parametrech 1 MPa a 300 °C. Pára, která prochází tímto ventilem je vedená z 1. regulovatelného odběru turbíny TG5 nebo také ze středotlaké parní sítě tj. z RP4 a pokračuje do regeneračního ohříváku č. 3. Při vstupu do tohoto ohříváku musí být pára škrcená na nižší parametry právě redukčním ventilem.

Způsobů jak jinak zredukovat tlak páry na teplárně je několik. K tomuto účelu lze využít parní turbínu nebo pístový parní motor.

Já navrhuji redukovat tlak páry v parní turbíně o menším výkonu. Tuto navrhuji umístit na strojovnu v přibližně stejném místě jako redukční ventil, ale ve výšce +8,5m. Parní turbína bude využita jako nová varianta místo redukčního ventilu a v neposlední řadě přispěje i ke zvýšení výroby elektrické energie, což se určitě projeví větší efektivnosti provozu při současném co nejdelším ročním využití. Rovněž aspekt šetrnosti k životnímu prostředí při zpracovávání nadbytečné „odpadní páry“ není zanedbatelný.

1 Odpadní teplo [3,9]

Nejrůznější technologické procesy stejně jako velké množství vybudovaných kogeneračních jednotek (např. bioplynové stanice, KGJ-energetické centra) v praxi produkuje velká množství dále nevyužitého odpadního tepla, které je odváděno do vlastního okolí. Stávající řešení zpravidla využívaly odpadní teplo k zajištění vytápění či ohřevu teplé užitkové vody.

Tento způsob využití však dnes není v praxi možné vždy efektivně aplikovat, zejména tehdy, kdy není zajištěn trvalý odběr vznikajícího využitelného tepla. Rovněž investice do tepelného hospodářství překračuje dosažitelný přínos z využití odpadního tepla s dlouhodobou návratností.

Odpadní teplo lze dnes velmi účinně a efektivně využít díky pokročilým technologiím. Celá řada firem se zabývá realizací pokročilých technologií speciálních a vysoce účinných výměníků tepla pro recyklaci odpadního tepla z komínových plynů (spalin), nebo z průmyslových procesů, které transformujeme pro následné další využití jako je zejména:

- Vysoce účinné výměníky tepla nové generace
- Výroby elektrické energie ORC systémy
- Chlazení objektů a průmyslových procesů absorpčními chladiči
- Rekuperace, vytápění, nebo následné využití tepla pro potřeby průmyslových procesů

Výměníky tepla

Odpadní teplo ze spalín je dnes často vypouštěno do atmosféry. Technologie horkých trubic nabízí přeměnu tohoto nevyužitého zdroje tepla do využitelné formy energie. Takto zachycené teplo může být využito v řadě aplikací v závislosti na požadavcích výrobního procesu – například k výrobě elektrické energie ORC systémy, chlazení průmyslových procesů nebo budov, dále k vytápění budov a výrobních hal, předeřevu spalovacího vzduchu, ohřevu užitkové vody, přeměně tepla na páru a atd. Všechny tyto postupy v konečném důsledku přispívají k ekonomické úspoře a zvýšení efektivity využití energie.

Výroba elektrické energie z odpadního tepla

Systém ORC (Organický Rankinův Cyklus) společnosti ElectraTherm – Green Machine je technologické zařízení využívající nízkopotenciální zdroj tepla k přeměně na elektrickou energii. Minimální parametry vstupního média nízkopotenciálního tepla pro výrobu elektrické energie je teplá voda 88 °C max. 116 °C, nebo spaliny komínů nebo páry.

Výroba chladu z odpadního tepla

Využití odpadního tepla z procesu průmyslové výroby a technologie, nebo z provozu kogeneračních jednotek se dnes stává stále více vyhledávaným řešením pro zpětné využití odpadní energie v procesu chlazení. Na rozdíl od elektřinou poháněných kompresorových chladiců jsou absorpční chladicí poháněny teplem. Tyto absorpční stroje mohou být poháněny teplem z celé řady zdrojů - párou, horkou vodou, kapalnými/plynnými palivy, výfukovými plyny a/nebo jejich kombinací a jsou velmi nízkonákladovou alternativou proti elektricky poháněným kompresorovým chladicům, navíc přátelskou k životnímu prostředí.

Trigenerace

V současné době se v nově budovaných stavbách využívá TRIGENERACE. Trigenerace je specifický druh kogenerace, kdy se společně vyrábějí nejen teplo a elektřina, ale i chlad, což umožňuje další zvýšení účinnosti využití energie paliv.

1.1 Využití parních turbín

Parní turbína je tepelný lopatkový rotační motor nebo nově řešená varianta, která místo lopatek má na oběžném kole dráty, v němž se mechanická energie získává expanzí vodní páry v jednom nebo postupně v několika turbínových (tlakových) stupních, tvořených rozváděcím a oběžným kolem s věncem lopatek. Turbína se zpravidla nachází na společné hřídeli s elektrickým generátorem - dohromady tvoří tzv. turbogenerátor.

Rozdělení parních turbín:

Podle změny tlaku v oběžném kole:

- rovnotlaká turbína - expanze páry probíhá v rozváděcím kolese a v oběžném kolese je tlak páry na vstupu a na výstupu stejný (původně Lavalova turbína z roku 1893)

- přetlaková turbína - expanze páry probíhá v rozváděcím i oběžném kole (původně Parsonova turbína z roku 1884).

Podle počtu stupňů:

- jednostupňová
- několikastupňová.

Podle využití výstupní páry:

- turbína kondenzační (pára kondenzuje v kondenzátoru)
- protitlaková
- odběrová

Typy parních turbín podle využití výstupní páry

Kondenzační turbína

Použití: Typické pro tepelné elektrárny. Veškerá entalpie páry se mění na mechanickou energii. Turbína je spojena s alternátorem, který vyrábí elektrický proud.

Protitlaková turbína

Použití: Kde se tlaková pára kromě pohonu generátoru používá i k jiným účelům (technologické procesy, vytápění). Pára se získává jednak jako výstupní pára z turbíny a jednak redukcí páry vyrobenou v parním generátoru, za současného vstřikování kondenzátu, kterým se reguluje potřebná teplota nízkotlaké páry, a který se odpaří a vznikne další nízkotlaká pára. Využívá se v technologických zařízeních, kde je značná spotřeba nízkotlaké páry.

Odběrová turbína

Použití: Je-li požadována velká spotřeba nízkotlaké páry i elektrické energie. Může mít jedno, ale i více odběrných míst. Pro energetické využití je vhodná kondenzační odběrová turbína. Odběr páry z turbíny bývá regulován tak, aby zůstal konstantní tlak. Při jeho poklesu (větší spotřeba páry), přichází do nízkotlaké části menší množství páry.

Kombinovaná turbíny

Použití: Teplárenské pobočky (jsou nainstalovány protitlakové i kondenzační turbíny)

Malé parní turbíny

V teplárnách s protitlakými turbinami, u nichž je dodávka tepla do systému centrálního zásobování teplem (SCZT) jednoznačně závislá na množství vyrobené elektrické energie, převažuje v určité části otopného období potřeba tepla, množství tepla v páře, která prochází protitlakými turbinami.

V těchto případech je nutno paralelně k protitlakým turbinám zařadit redukční stanice, které snižují tlakový spád, potřebný v rozvodu tepla škrcením. Tím se však pára znehodnocuje, protože se škrcením zvyšuje entropie páry. Tento nevyužívaný tepelný spád je možno využít hospodárněji k výrobě elektrické energie v parní turbině malého výkonu, která je zařazena místo, a nebo paralelně k redukční stanici. Toto uspořádání je také možné např. v parních výtopnách, ve kterých se pára před vstupem do výměňkové stanice pára – horká voda redukuje na nižší tlak, potřebný pro výrobu horké vody do SCZT.

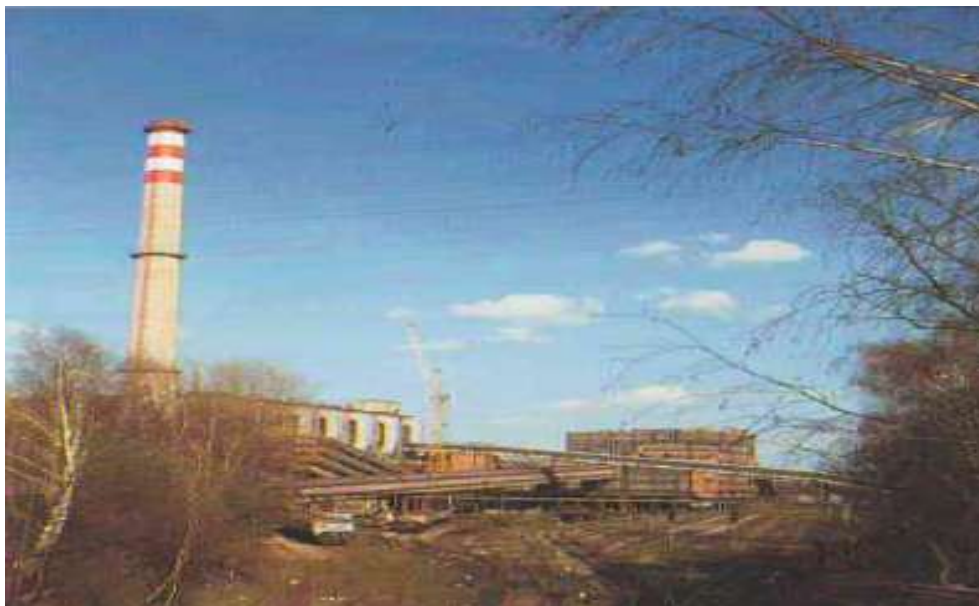
Proto se v poslední době začíná rozvíjet výroba malých parních vysokootáčkových parních turbin. V ČR je v současné době několik dodavatelů, kteří nabízejí tyto jednotky pro průmyslové závody a menší teplárny a výtopny.

Jedná se o turbíny jednostupňové radiální o výkonu 150 až 6 000 kW a axiální turbíny o výkonu 10 až 750 kW (PBS a.s. Velká Bíteš) o parametrech ostré páry 1,0 až 4,5 MPa a teplotě 200 až 450 °C nebo 50 až 300 kW (POLYCOMP a.s. Poděbrady), parametry páry 0,6 až 1,4 MPa a 200 až 250 °C, pro malé a střední výkony pak 100 až 25 000 kW (EKOL,s.r.o. Brno) tlak páry 0,4 až 9 MPa, teplota 200 až 560 °C.

Turbíny malého výkonu mají vysoké otáčky – až 30 000 min⁻¹. Vysokofrekvenční elektrická energie se mění na frekvenci 50 Hz v měniči frekvence. Tyto turbíny mají sice horší účinnost, než klasické parní turbíny (termodynamická účinnost turbíny okolo 0,6) avšak využitím odpadního tepelného spádu proti redukční stanici se vyrobí hodnotnější elektrická energie, než energie tepelná.

2 Dalkia Česká republika, a.s., divize Karviná, závod Teplárna Karviná (TKV) [1,7]

Jak jsem zmínil v úvodu, návrh instalace parní turbíny je situován na provoz Teplárny Karviná. V této kapitole se krátce zmiňuji o její historii a současnosti, představuji tepelné schéma zapojení strojního zařízení a popisuji její provoz.



Obrázek č. 1 Teplárna Karviná [zdroj: Hub, 2004]



Obrázek č. 2 Teplárna Karviná [zdroj: vlastní]

2.1 Historie a současnost

Teplárna Karviná, původně pojmenována Elektrárna Barbora, se začala stavět za druhé světové války. Její projekt předpokládal výstavbu osmi kotlů o výkonu 80 t/h, se třemi

radiálně axiálními turbínami o výkonu 32 MW a s turbínou o výkonu 16 MW pro vlastní spotřebu s odběrem páry. Místo projektovaných osmi kotlů bylo postaveno šest, z toho čtyři Vítkovickými železárnami a další dva byly dodány ČKD. První dva turbogenerátory byly vyrobeny německou firmou Siemens-Schuckert a byly uvedeny do provozu v roce 1949 a 1950. Další dva dodala ČKD podle upraveného projektu na výkon 100 t/h. Parametry páry všech kotlů byly 76 at., 500°C. Od původně uvažovaného spalování většího množství koksárenského plynu muselo být upuštěno, protože plánovaná výstavba koksovny se neuskutečnila.

Zvláštnosti elektrárny byly vysokotlaké části prvních dvou turbín Siemens s radiálním průtokem páry a ventilátorové chladicí věže. Značné úsilí si zde vyžádalo řešení koroze varných systémů kotlů. V letech 1985 až 1989 byla v elektrárně provedena řada úprav a dodatečných zařízení s cílem využívat ji pro teplárenské účely. Elektrárna byla napojena horkovodem na teplárenský systém Havířova.

Problematika zásobování teplem měst Havířova a Karviné byla znovu přehodnocená v polovině 90. let a bylo rozhodnuto o rekonstrukci nyní již Teplárny Karviná na základní teplárenský zdroj pro obě města, o odstavení Teplárny Suchá a o provozování Teplárny ČS. armády jako špičkového zdroje.

V Teplárně Karviná došlo v rámci tohoto projektu k výstavbě nové turbíny TG5 o výkonu 40 MW. Pro vyvedení teplárenského výkonu byl vybudován spojovací horkovod 2 x DN 600 na Teplárnu Čs. armády a horkovod 2 x DN 600 do Havířova. Původní horkovod dle staré koncepce 2 x DN 350 z Teplárny Karviná do Havířova byl zlikvidován, stejně tak, jako horkovod 2 x DN 900.

Dnešní závod Teplárna Karviná je divizi společnosti Dalkia Česká republika, a.s. Divize Karviná zásobuje teplem téměř 70 000 domácností ve městech Karviná, Havířov a Frýdek-Místek. Mezi největší zákazníky patří Havířovská teplárenská společnost, Distep, OKD Správa majetku, OKD Důl Lazy, OKD Důl Darkov a OKD Důl ČSA. Výroba tepla a elektrické energie je umístěná ve dvou lokalitách města Karviná. (Teplárna TKV a Teplárna ČSA). Každá teplárna má k dispozici 4 kotle. Výrobu elektrické energie zajišťuje dvojice turbogenerátorů Teplárny TKV.

Ve strojovně TKV je na společné parní sběrně instalováno turbosoustrojí TG 4 o výkonu 15 MW_e a TG5 o výkonu 39,8 MW_e. Dále jsou na území TKV rozmístěna další technologická zařízení nutná k zajištění provozu, která mají souvislost s ochranou ovzduší a vod.

Tepelná schéma znázorňuje provoz jednotlivých zařízení na teplárně.

Schéma č. 1 Schéma zapojení strojního zařízení [zdroj: firemní materiály Dalkia, a.s.]

Legenda ke schématu:

VTN	vysokotlaká nádrž napájecí vody
K1, K2, K3, K4 –	kotle
RP1, RP2, RP3, RP4, RP5	rozdělovače páry
RS1, RS2, RS3, RS4, RS5, RS6	redukční stanice
RVVS1, RVVS2, RVVS3	redukční ventil výměňkové stanice
RCHS4	redukční a chladičí stanice
TG4, TG5, TG7 –	turbíny
NTO1, NTO2,	nízkotlaké ohříváče
RG01, RG02, RG03	regenerační ohříváče
ŠO1, ŠO2	špičkové ohříváče
ZO	základní ohříváč
OČ1, OČ2, OČ3, OČ4, OČ5	oběhové čerpadla
CHÚV	chemická úprava vody
HO12, HO34	horkovodní ohříváky

Pára je ve schématu označená červenou barvou.

Voda je ve schématu označená zelenou barvou.

Popis schématu:

Na teplárně jsou dvě parní sítě: vysokotlaká parní síť (VT) a středotlaká parní síť (ST). Páteř VT sítě je tvořena rozdělovači páry RP1, RP2, RP3, kde zdrojem páry jsou kotle K1, K2, K3, K4, do kterých je pomocí elektronapájecích čerpadel dopravována voda z VTN. Na tyto rozdělovače páry jsou napojeny spotřebiče RS1, RS2, RS3, RS4 a turbíny TG4 a TG5. Základem ST sítě jsou rozdělovače páry RP4 a RP5. Zdrojem páry v tomto případě jsou redukční stanice. Turbína TG4 má 2 regenerační ohříváky NTO1 a NTO2, kde je ohříván kondenzát z TG4. Turbína TG5 má 3 regenerační ohříváky RG01, RG02, RG03, kde je zase ohříván kondenzát z TG5 a výměňkové stanice.

Z TG4 jde první regulovatelný odběr do RP4 a dva neregulovatelné odběry do NTO1 a NTO2 (1. neregulovatelný odběr – NTO1, 2. neregulovatelný odběr – NTO2). Pára po expanzi vystupuje z turbíny TG4 a jde do kondenzátoru a z něho pomocí kondenzačního čerpadla je kondenzát dopravován do NTO1 a NTO2 a z nich pokračuje kondenzát do VTN.

Z TG5 jde první regulovatelný odběr do rozdělovače páry RP4. Na tomto potrubí je zhotovena odbočka, kterou pára proudí přes redukční ventil do RG03. Z druhého regulovatelného odběru jde pára do základního ohříváku ZO, dále z prvního neregulovatelného odběru jde do RG01 a z druhého neregulovatelného odběru jde do

RGO2. Pára po expanzi vystupuje z turbíny TG5 a jde do kondenzátoru, z něhož pomocí kondenzačního čerpadla je kondenzát dopravován přes paroproudé vývěvy do RGO1,2,3. Z nich pokračuje kondenzát do VTN.

Z RP4 pokračuje pára přes RVVS1, RVVS2, RVVS3 do výměňkové stanice. (ŠO1,ŠO2,ZO). Oběhová voda je dopravována do výměňkové stanice pomocí OČ1,2,3,4,5.

2.3 Popis provozu a zařízení teplárny

Zauhlování

Za účelem dočasného a operativního uložení paliva, je prováděno na venkovní skládce o kapacitě 55 000 t. Z této skládky je palivo dopravováno přes hlubinný zásobník a patří k jednomu z prvních článků procesu výroby tepla a elektrické energie v teplárnách a tepelných elektrárnách. Úsek zauhlování zajišťuje plynulé a rovnoměrné plnění zásobníků surového uhlí v kotelně. Dělí se na dva hlavní objekty – na vnější zauhlování a na vnitřní zauhlování.

Zařízení vnějšího zauhlování slouží pro vykládku, skladování a přípravu uhelného paliva. Maximální dopravované množství je 200 t/h, celková délka zauhlovacích cest je cca 200 m a je projektována pro vykládku samovysypných vozů. Vysoká kapacita skládky umožňuje dostatečné předzásobení palivem, takže v zimních měsících, kdy jsou potíže s vykládkou zmrzlého paliva, může být přísun paliva z vagónů na skládku úplně zastaven. Vnitřní zauhlování zabezpečuje přepravu paliva do zásobníků surového uhlí na kotelnu TKV.

Základním palivem dodávaným a spalovaným v parních kotlích TKV je černé uhlí (černouhelný prach a granulované kaly) z OKD a.s., degazační plyn z OKD, DPB Paskov, a.s.

Černouhelný prach je palivo, které vzniká prvotním suchým tříděním těžného uhlí na síťových separátorech o průměru ok 0 – 20 mm.

Granulované kaly jsou kaly těžené z kalových rybníků a následně vysušované v rotačních sušárnách OKD – Dopravy, a.s.



Obrázek č. 3 Zauhlování [zdroj vlastní]

Mlýnský okruh

Každý kotel je vybaven bubnovým kulovým mlýnem. Jedná se o mlýny podtlakové s mezibunkrováním uhlého prášku. Náplň mlýna tvoří mlecí koule o \varnothing 40 - 60 mm a celkové váze 17 t. Palivo, směs černého uhlí a granulovaných kalů, je do mlýna dopravováno ze zásobníku surového uhlí o obsahu 250 t pomocí řetězového podavače (redleru) přes míchač.

Zásobník má ve spodní části dvě výsypky. Palivo se ve mlýnu mele a je tahem brýdového ventilátoru a vstupního horkého nosného vzduchu o teplotě 250 – 400 °C unášeno do třídiče, kde se odlučují hrubší částice od jemných. Teplota směsi za třídičem nesmí překročit 90 °C.

Jemné částice jsou dále nasávány přes cyklón, kde se odlučují nejjemnější částice (brýdy), a ty jsou dopravovány přímo do brýdových hořáků kotle. Zbylé hrubší částice padají vlastní vahou do níštěje cyklónu, odkud jsou turniketovým uzávěrem transportovány do zásobníku prášku. Ze zásobníku je prášek podáván pomocí talířového podavače do difuzoru, odkud je nasáván primárním vzduchem a práškovodem dopraven do ústí hořáku.



Obrázek č. 4 Mlýnský okruh [zdroj: vlastní]

Elektronapájecí čerpadlo

Čerpadlo sestává ze sacího a výtlačného tělesa, mezi nimiž jsou uloženy jednotlivé články. K sacímu a výtlačnému tělesu jsou připevněna konsolová ložiska s kroužkovým mazáním a vodním chladicím pláštěm. Hřídel je uložen na dvoudílných ložiskových pánvích, vylitých ložiskovým kovem (kompozicí). Uvnitř čerpadla je hřídel chráněna výměnnými pouzdry. Oběžná kola jsou vyrobená z chromové lité oceli. Na vstupní straně mají labyrintové těsnění vůči statoru. Kompletní rotor je přesně staticky a dynamicky vyvážen, takže chod čerpadla je klidný.

Axiální sílu rotoru zachycuje automaticky hydraulické vyrovnávací zařízení (vyrovnávací deska), umístěná ve výtlačném tělese. Tím je usnadněna kontrola tohoto zařízení. Jeho činné části jsou snadno vyměnitelné. Ucpávková tělesa jsou účinně chlazená dekarbonizovanou vodou z CHÚV. Unikání vody a páry z čerpadla kolem hřídele je zabráněno dvojitou ucpávkou. Velká ucpávka sestává ze 7-8 grafitových ucpávkových šňůr, obalených do staniolu. Zbytek páry, která unikne přes velkou ucpávku, je zachycen v malé ucpávce se zahlcovacím kroužkem. Tento kroužek je chlazen dekarbonizovanou vodou pomocí níž se unikající pára zchladí.

Čerpadlo může pracovat v rozmezí dopravního množství 30 – 190 t/h. Toto množství napájecí vody pokryje spotřebu dvou kotlů při parním výkonu 2×85 t/h, při tlaku vody na sání 0,95 MPa.

Napájecí čerpadlo

Typ	150 CHP 33 516/7
Výrobce	Lutín
Výkon	190 t/h (3166 l/min)
Výtlačná výška H	910 m
Otáčky n	2980 min ⁻¹
Počet stupňů	6
Průměr sacího hrdla	200 mm
Průměr výtlačného hrdla	mm
Maximální teplota vody	200 °C
Účinnost optimální	70 %
Elektromotor	EN 1,4 - štítkové údaje výrobce EXMONT-Energo, a.s. Brno EN 2,3 - štítkové údaje výrobce SIEMENS DRASOV
3 fázový asynchronní motor	typ ARN 560 W - 2
Výkon	900 kW
Frekvence	50 Hz
Stator	6000 V
Proud statoru	99 A
Otáčky	2982 min ⁻¹



Obrázek č. 5 Elektronapáječka[zdroj: vlastní]

Kotelna

Slouží pro výrobu páry potřebné k výrobě tepla a elektřiny v kotlích umístěných v budově teplárny. Pára je vyráběna spalováním směsi prachového černého energetického uhlí a granulovaných kalů v parních kotlích s přirozenou cirkulací kotelní vody, s práškovým topeništěm a granulační spalovací komorou. K zachycení popílku ze spalin slouží hadicové filtry. Pro najíždění kotlů a stabilizaci spalování během provozu slouží plynové hořáky na degazační plyn.

Kotelna teplárny je vybavena čtyřmi vysokotlakovými kotli K 1, K 2, K 3 a K 4 s granulačními topeništi, kombinovaným spalováním degazačního plynu a přímým foukáním mleté směsi černouhelného prachu s kaly. Degazační plyn o výhřevnosti 34 MJ/m³ slouží pro najíždění a stabilizaci tepelného režimu kotlů. Každý kotel má tepelný výkon 62,5 MWt, tj. 85 t/h páry s provozním tlakem 7,4 MPa a teplotou 495 °C. Kotle jsou vybaveny kontinuálním měřením emisí TZL, SO₂, NO_x a CO.

Spaliny za hadicovými tkaninovými filtry jsou vypouštěny do ovzduší společným komínem o výšce 120 m. Spalováním paliva dochází ve spalovací komoře k tvorbě popílku a strusky. Popílek je z části unášen do dalších částí kotle, z části dojde ke spečení zrněk popílku, které padají vlastní vahou do dvou výsypek a do drtičů strusky.

Drtiče strusky mají vodní lázeň, ve které se struska chladí a mokrá je vytlačována lopatou drtiče na dopravní pás. Dopravním pásem je struska transportována do kontejnerů. Odvoz a odstranění strusky jsou zajišťovány ze zákona o odpadech oprávněnou firmou.

Základní hodnoty kotle:

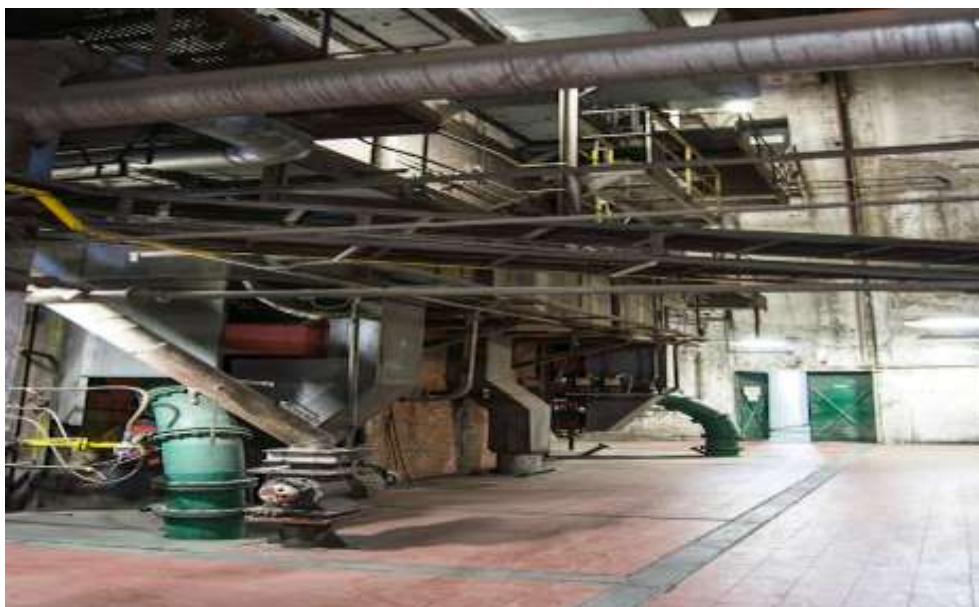
Systém Babcock - Wilcox, sálavý, strmotrubnatý s granulační komorou, výrobce VŽKG

Jmenovitý výkon	85 t/hod. (62 MW)
Nejvyšší přetlak přehřáté páry	7,6 MPa
Pracovní přetlak přehřáté páry	7,45MPa
Nejvyšší pracovní teplota přehřáté páry	485 – 495 °C
Pracovní teplota napájecí vody	180 °C
Výkon kouřového ventilátoru K1,2,3	185000 m ³ /h
Výkon kouřového ventilátoru K4	240 000 m ³ /h
Výkon mlýna.	20 t/h
Výkon sekundárního ventilátoru	55 200 Nm ³ /h

Výhřevná plocha ohříváku vzduchu	3 700 m ² .
Výhřevná plocha přehříváku I. stupně	170 m ²
Výhřevná plocha přehříváku II. stupně	350 m ²
Výhřevná plocha ohříváku vody	1 450 m ²
Podtlak ve spalovací komoře	-20 – 50 Pa



Obrázek č. 6 Kotel s hořáky [zdroj vlastní]



Obrázek č. 7 Kotel – pohled z druhé strany [zdroj: vlastní]

Odstruskování

Navazuje na technologický celek kotelny. Účelem odstruskování je odsun rozdrčené a zvlhčené strusky od drtičů pod výsypkami spalovacích komor jednotlivých kotlů do struskových kontejnerů a její odvoz nákladními auty. Tato činnost je zajišťována externě firmou k tomu oprávněnou dle zákona o odpadech.



Obrázek č. 8 Odstruskování [zdroj: vlastní]

Odlučování tuhých znečišťujících látek

Ve spalovacích komorách kotlů vznikají spaliny obsahující směs plyných a tuhých produktů spalování uhlí. Spaliny vedené kouřovodem prochází tkaninovými hadicovými filtry, ve kterých se odloučí popílek s účinností 99,5 %.

Odlučovací zařízení kotlů K 1 – K 3 tvoří tkaninový hadicový filtr typu Slavex – PulsJet. Odlučovací zařízení kotle K 4 typu Miko – Elkem je vybaveno tkaninovým hadicovým filtrem se zpětným proplachem.

Filtry jsou umístěny před kouřovými ventilátory. Znečištěný plyn je zaveden do filtrů přes tzv. „špinavé komory“. Popílek unášený plynem se usazuje na vnějším povrchu filtračních hadic. Plyn zbavený pevných podílů vystupuje tzv. „čistou komorou“ z vnitřní strany filtrační hadice mimo filtr. Popílek zachycený na filtračních hadicích je sfoukáván pulsním tlakovým vzduchem (hadicový filtr typu Slavex – PulsJet) nebo zpětným prouděním pomocí reverzního ventilátoru (hadicový filtr Miko – Elkem se zpětným proplachem) do výsypek. Z výsypek pokračuje doprava popílku šnekovými dopravníky do komorových podavačů a následně pneumaticky do venkovních sil o kapacitě 2 x 750 m³.

Popílek ze sil je vynášen flexibilními hadicemi do autocisteren externě firmou k tomu oprávněnou dle zákona o odpadech.

Rozdělovače páry

Na Teplárně Karviná jsou parní rozdělovače na vysokotlaké páře i na středotlaké páře.

Parní rozdělovače na VT páře:

- RP1 - Zdrojem páry jsou kotle K1 a K2, napojeny na něj jsou RP2 a redukční stanice RS1.
- RP2 - Zdrojem páry je RP1 a kotle K3 a K4, napojeny na něj jsou RP3, redukční stanice RS2, a TG4.
- RP3 - Zdrojem páry K4 a RP3, napojeny na něj jsou TG5 a redukční stanice RCHS4.



Obrázek č. 9 RP1 [zdroj: vlastní]



Obrázek č. 10 RP2 [zdroj: vlastní]



Obrázek č. 11 RP3 [zdroj: vlastní]

Parní rozdělovače na ST páře:

RP4 – zdrojem páry je 1. RO (regulovaný odběr) TG4, 1. RO (regulovaný odběr) TG5 a RP5, napojeny na něj jsou ŠO (špičkový ohřívač)1, ŠO2 a v případě nedostatku páry v 2. RO (regulovaný odběr) TG5 i ZO (základní ohřívač) a odplynění VTN (vysokotlaké nádrže). Napojení horkovodních ohřívačů H12 a H34 bylo zrušeno.

RP5 – je propoj mezi RS 1 až3 a RP4, napojeno na něj je CHÚV (chemická úprava vody).



Obrázek č. 12 RP4 [zdroj: vlastní]



Obrázek č. 13 RP5 [zdroj: vlastní]

Redukční stanice

Slouží k redukování páry z tlaku 7,8 MPa na 0,95 MPa.

Používá se jí v případě, kdy je ve středotlaké síti 0,95 MPa nedostatek páry z jiných zdrojů (1. odběr TG4, TG5 a RCHS 4), při nájezdech kotlů č. 1, 2, 3 do provozu a jejich vytlačování po odstavení a odpojení od parní sítě. Pára k redukčnímu ventilu je přivedena potrubím Js 150 z rozdělovače ostré páry.

Škrtí se pomocí dvousedlové (odlehčené) kuželky, u RS1 ovládané olejovým regulátorem – ASKÁNIE, u RS2,3 elektrickým regulačním servopohonem. Za redukčním ventilem je redukováná pára chlazena na požadovanou teplotu 300 °C kondenzátem turbín a ohříváků VS – zástříkem.

Množství zástříku je řízeno regulačním ventilem, u RS1 ovládaným rovněž z ASKÁNIE, u RS2,3 elektrickým servopohonem. Z redukční stanice vystupuje redukováná pára potrubím Js 250 do středotlaké sítě 0,95/475°C.

Teplota vstupní páry max.	500 °C
Teplota výstupní páry	300 °C
Tlak vstupní páry	7,8 MPa
Tlak redukováné páry	1 MPa
Množství vstupní páry	50 t/hod
Teplota chladicí vody	150 °C



Obrázek č. 14 RS 1 [zdroj: vlastní]



Obrázek č. 15 RS2 [zdroj: vlastní]



Obrázek č. 16 RS3 [zdroj: vlastní]



Obrázek č. 17 RCHS4 [zdroj: vlastní]

Strojovna

Je část výrobního celku, která zahrnuje turbíny, včetně všech jejich přídatných zařízení a alternátor, který je producentem elektrické energie. Elektrická energie se pak pomocí vývodového transformátoru dodává do rozvodné sítě. V prostoru strojovny jsou instalovány parní turbosoustrojí TG4 o výkonu 15 MWe a TG5 o výkonu 39,8 MWe. Parní turbíny jsou kondenzační – odběrové, přímo spojené s alternátorem. Turbíny jsou vybaveny centrálním olejovým hospodářstvím v blokovém uspořádání.



Obrázek č. 18 Strojovna [zdroj: vlastní]

Turbína TG4

Je dvoutělesová. Je opatřena jedním regulovaným a dvěma neregulovanými odběry. Pára z regulovaného odběru se odebírá pro středotlakou síť 0,95 MPa a neregulovaného odběrů pro regeneraci kondenzátu.

Turbína je přetlaková s jedním 2 stupňovým C - kolem ve VT části a jedním C - kolem v NT části. Rotor podélně vrtán ke kontrole homogenity výkovku. Vysokotlaké těleso je ze speciální oceli. Potrubí je k ventilové skříni připevněno přírubami a šrouby. Těleso leží svou přední i zadní částí na vodících pérech, přišroubovaných na ložiskových stojanech. Dělicí rovina je odlehčena vyfrézovaným vybráním a prostor je spojen s potrubím ucpávkové páry. Nízkotlaké těleso je litinové. Výfukové hrdlo je uloženo na základové desce. V ložiskových vanách jsou uložena ložiska turbíny a generátoru. Ucpávky jsou opatřeny odsáváním. Na turbinové hřídeli je nasazeno pouzdro s ucpávkovými břitzy. Ucpávkové VT pouzdro je ze dvou částí, mezi nimi je ponechána vůle za účelem roztahování pouzdra teplem. Hřídele jsou uloženy v radiálních ložiskách. Každé turbínové

a generátorové ložisko je dělené s přívodem tlakového oleje v dělicí rovině. Horní části pánví jsou dostatečně odlehčeny. Kluzné plochy jsou vylity kompozicí K 80.

Osová síla celého soustrojí je zachycena v obou směrech axiálním ložiskem, umístěným ve druhém ložiskovém stojanu. Mazání ložisek se provádí tlakovým olejovým systémem. V předním ložiskovém stojanu je na VT hřídeli namontován dvojité pastorek pro náhon olejového čerpadla, které slouží pro dopravu oleje k mazání i regulaci. Olej se nasává z olejové nádrže. Doprava se děje zubovým čerpadlem. Zchlazuje se ve dvou olejových chladičích. Za normálního provozu jsou oba zapojeny. V plášti je usazen svazek trubek, jímž protéká chladicí voda, která je přivedena pod horní víko. Olej přitéká do chladiče spodem a protéká dále kolem trubek. Směr proudění je dán mezistěnami.

V roce 2009 byla provedena běžná kontrola stroje (kontrola lopatek, tělesa, dělicí roviny atd.) a s ohledem na revizní nález je omezen průtok páry do VT a NT části turbíny do 80% max. průtoku tj. povolená max. hlnost 78t/h (původně 98t/h). Rovněž jmenovitý výkon stroje byl snížen z 15MW na 13MW.

Číslo stroje	802,318
Rok výroby	1956
Jmenovitý výkon	P 13 MW
Normální teplota páry na spouštěcím ventilu	485° C
Max. teplota páry na spouštěcím ventilu	500° C
Normální tlak páry na spouštěcím ventilu	7,2 MPa
Max. tlak páry na spouštěcím ventilu	7,8 MPa
Teplota chladicí vody	20° C, max. 33° C
Jmenovité otáčky	3 000 ot./min.
Hlnost turbíny	78 t/h
Systém turbíny	dvoutělesová, reakční s předřazeným C – kolem
Počet regulačních ventilů	6
Tlak páry v odběrech	
I. odběr regulovaný	0,95 MPa
II. odběr neregulovaný	0,26 MPa

III. odběr neregulovaný	- 49 kPa
Počet olejových chladičů	2
Min. tlak mazacího oleje	80 kPa
Normální tlak regulačního oleje	0,48 MPa
Přechodná změna otáček při stálém zatížení	+ 0,5 %
Trvalá změna otáček za odlehčení nebo zatížení o 25 % jmen. výk.	1 - 5 %
Trvalá změna otáček za odlehčení nebo zatížení o 100 % jmen. výk.	4 %
Tlak páry na turbinku pomoc. olejového čerpadla	6,5 MPa/0,95 MPa
Výkon motoru elektro pom. olejového čerpadla	20 kW
Napětí	500 V
Otáčky	1 460 ot/min.



Obrázek č. 19 TG4 [zdroj: vlastní]

KONDENZACE

Kondenzátor

Počet kondenzátorů	1
Provedení kondenzátoru	dělený
Velikost chladicí plochy na parní straně	1000 m ²
Vnější průměr trubky	22 mm
Síla stěny trubky	1 mm
Množství chladicí vody pro kondenzátor	2 300 m ³ /hod.
Odpor na vodní straně	60 J/kg
Max. množství vstupní páry	56 t/hod.
Počet tahů	3
Délka trubky	5 100 mm

Chladicí čerpadla

Počet chladících čerpadel	1
Množství dopravované vody	2 300 m ³ /hod.
Manometrická dopravní výška	22 m v.sl.; 20 m v. sl.
Počet otáček čerpadla	960 ot/min.
Výkon el. motoru	100 kW
Napětí	6 000 V
Počet otáček	970 ot/min.

Kondenzační čerpadlo

Počet kondenzačních čerpadel	2
Množství dopravovaného kondenzátu	1 000 l/min.
Celková manometrická dopravní výška	193 m v. sl.
Počet otáček čerpadla	1 450 ot/min.
Čerpadlo na přečerpávání kondenzátu	1
Množství přečerpávaného kondenzátu	175 l/min.
Manometrická dopravní výška	195 m. v. sl.
Počet otáček	1 450 ot/min.

Paroproudá vývěva

Počet paroproudých vývěv	1
Tlak páry na dýzách	0,95 MPa

GENERÁTOR

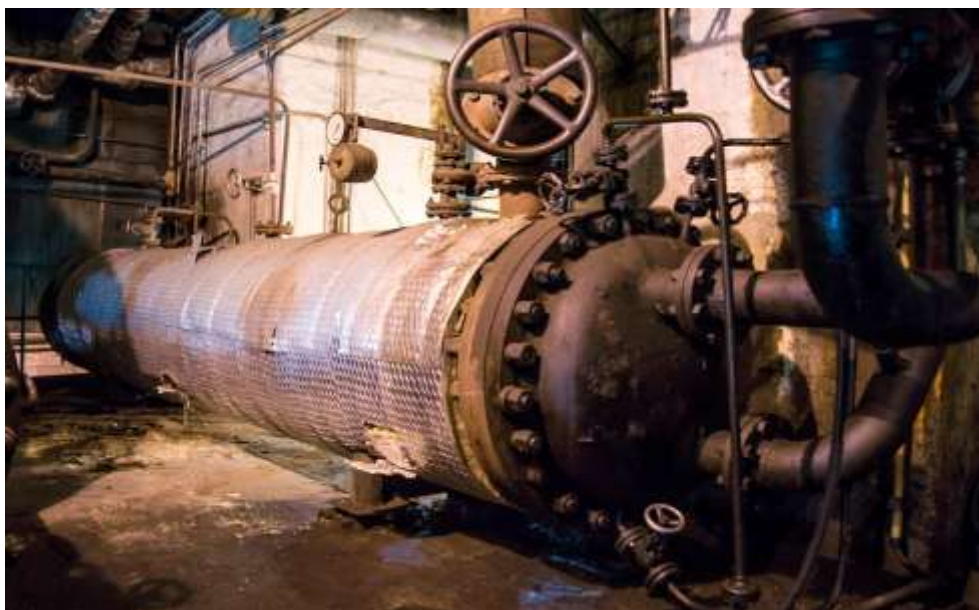
Typ	AT 55 - AB 30
Číslo	122.366
Výrobce	ČKD
Zdánlivý výkon	20 000 kVA
Cosinus	0,75
Napětí	6 300 V
Kmitočet	50 Hz
Počet otáček	3 000 ot/min.
Teplota chladicí vody	20° C
Teplota chlazeného vzduchu	35° C
Hlavní budič	
Typ	3 B 32/20/20 x 4
Číslo	122.367
Výkon	95 kW
Napětí	220 V
Pomocný budič	
Typ	CHEETAH SME
Výstupní proud max.	11A
Napětí	220 V
Odbuzovací zařízení	CLE
Regulátor napětí	vytvořen v ŘS Microscada

Nízkotlaké ohříváče

Nízkotlaké ohříváky NTO1 a NTO2 slouží pro ohřev kondenzátu z turbíny TG4, který je dále veden do vysokotlakých nádrží napájecí vody VTN. Nic méně turbína TG4 je dožitá a již se neuvažuje s jejím dalším provozem.

NTO1 - zdrojem páry 1. neregulovaný odběr turbíny TG4, kondenzát je ohříván z teploty cca 30°C na 80°C.

NTO2 - zdrojem páry je 2. neregulovaný odběr turbíny TG4, kondenzát je ohříván z teploty 80°C na 120°C.



Obrázek č. 20 NTO 1, 2 [zdroj: vlastní]

Turbína TG5

Parní turbína je kondenzační, vícestupňová, s dvěma regulovanými a dvěma neregulovanými odběry.

Provedení je jednotělesové. Meziucpávky v místech regulovaných odběrů dělí těleso turbinové skříně na tři části, vysokotlakovou (VT), středotlakovou (ST), a nízkotlakovou (NT).

VT část tvoří jedno věncové akční kolo a 23 přetlakových stupňů, ST část akční kolo a za ním následujících 11 přetlakových stupňů, NT část tvoří 5 přetlakových stupňů. Pára vstupuje přes rychlozávěrný ventil, ve kterém je zabudováno parní síto, do bloku VT regulačních ventilů.

Ve VT bloku regulačních ventilů jsou umístěny tři dvousedlové regulační ventily ovládané hydraulickým servomotorem. Pára z regulačních ventilů proudí do dýzové skříně ve které jsou symetricky umístěny tři dýzové skupiny. V horní polovině skříně je umístěna dýzová skupina II a III, ve spodní polovině dýzová skupina I. První dýzová skupina se skládá z 32 dýz, druhá z 15 dýz, třetí z 19 dýz. Dýzová skříň je přivařena k turbinové skříni a tvoří s ní jeden celek.

Přes VT dýzové skupiny proudí pára na oběžné lopatky VT jednověncového akčního kola. Lopatky A-kola jsou opatřeny bandáží a zaválcovaným tlumicím drátem. Uchycení lopatek je provedeno vidličkovým závěsem.

Z prostoru VT regulačního stupně prochází pára průtočnou částí VT přetlakového lopatkování do prostoru hrdla prvního regulovaného odběru (RO I.).

Do středotlakové části turbíny pára vstupuje dýzoventilovou skříní se čtyřmi ST regulačními ventily. V horní a dolní polovině skříně jsou umístěny vždy dva dvousedlové ST regulační ventily a každá dvojice regulačních ventilů je ovládána jedním hydraulickým servomotorem.

Pára z jednotlivých ST regulačních ventilů proudí do odpovídajících dýzových skupin, symetricky umístěných po obvodu dýzoventilové skříně. V horní polovině dýzoventilové skříně jsou komory pro dýzové skupiny IV a III a ve spodní polovině pro dýzové skupiny I a II. První dýzová skupina se skládá z 25 dýz, druhá z 25 dýz, třetí z 19 dýz, čtvrtá z 30 dýz. Dýzoventilová skřín je upevněna na třetím nosiči lopatek

Přes ST dýzové skupiny proudí pára na oběžné lopatky ST jednověncového akčního kola. Lopatky A-kola jsou opatřeny bandáží a zaválcovaným tlumicím drátem. Uchycení lopatek je provedeno vidličkovým závěsem.

Z prostoru ST regulačního stupně prochází pára průtočnou částí ST přetlakového lopatkování do prostoru hrdla druhého regulovaného odběru (RO II.). Hrdlo neregulovaného odběru páry pro druhý nízkotlakový ohřívák (NTO 2) je umístěno mezi třetím a čtvrtým nosičem statorových lopatek ST části.

Nízkotlakové části turbíny pára vstupuje ventilovou skříní se čtyřmi NT regulačními ventily. V horní a dolní polovině skříně jsou umístěny vždy dva dvousedlové NT regulační ventily a každý regulační ventil je ovládán jedním hydraulickým servomotorem.

Pára z NT regulačních ventilů vstupuje do NT části turbinové skříně do prostoru před pátý nosič lopatek, odkud proudí průtočnou částí NT přetlakového lopatkování, do výstupního hrdla turbíny. Hrdla neregulovaného odběru páry pro první nízkotlakový ohřívák (NTO 1) jsou umístěna mezi pátým a šestým nosičem statorových lopatek NT části.

Přetlakové lopatkování je provedeno s reakcí cca 50%. Oběžné a rozváděcí lopatky přetlakových stupňů kromě tří posledních jsou provedeny s bandáží, která je těsněna labyrintovými břitzy. Poslední tři řady oběžných lopatek jsou opatřeny tlumicím drátem a nemají bandáž.

Rozváděcí lopatky jsou z tažených profilů a jsou upevněny pomocí drážek a mezerníků a rozváděcích kruhů v nosičích zavěšených centricky v tělese turbinové skříně.

Rotorové lopatky přetlakových stupňů kromě tří posledních řad mají T-závěs. Poslední tři řady oběžných lopatek mají stromečkový závěs. Všechny rotorové lopatky jsou frézovány z plného materiálu.

Rotor je kovaný z jednoho kusu. Po zalopatkování je rotor dynamicky vyvážen a odstředěn na 1,15-ti násobek jmenovitých otáček. V přední části rotoru je proveden diferenciální vyrovnávací píst na kompenzaci axiální síly.

Těleso turbinové skříně je jednoplášťové, dělené horizontální dělicí rovinou a vyznačuje se symetrickou konstrukcí, což příznivě ovlivňuje teplotní namáhání materiálu tělesa, rychlost najíždění apod.

Výstupní hrdlo je přišroubováno na vertikální přírubu NT části turbinové skříně a tvoří s ní jeden celek.

VT část turbinové skříně je uložena patkami na předním ložiskovém stojanu. Přední ložiskový stojan je s turbinovou skříní spojen čepem a je posuvně uložen na základových deskách. Jeho axiální polohu při pohybu způsobeném teplotní dilatací skříně zajišťuje podélné pero.

Výstupní hrdlo je patkami uloženo na čtyřech základových deskách. Dvě příčná pera na bočních deskách zajišťují axiální polohu výstupního hrdla a tvoří tzv. pevný bod od kterého se turbínová skříň roztahuje vlivem teplotních rozdílů v axiálním směru. Zároveň umožňují roztažení výstupního hrdla v radiálním směru. Centrování radiální polohy hrdla zajišťuje třetí pero umístěné v zadní části hrdla.

Středění os tělesa turbinové skříně, rotoru a ložisek je provedeno pomocí speciálních per v uložení turbinové skříně na předním ložiskovém stojanu a v uložení zadního ložiskového stojanu na výstupním hrdle.

Radiální ložiska turbíny jsou kluzná citrónová. Axiální ložisko je oboustranné (pro oba smysly působení axiální síly), s naklápivými segmenty a je axiálně stavitelné. Výměna ložisek je možná bez demontáže těles turbíny. U všech ložisek je měřena teplota kovu kompozice.

Mechanické protáčecí zařízení, poháněné elektrickým motorem, je umístěno na zadním ložiskovém stojanu. Zapínání protáčení je buď ruční, nebo automatické. Rotorovou soustavou je možno protáčet i ručně, maticovým klíčem nasazeným na volný konec elektromotoru protáčecího zařízení.

Proti zpětnému proudění páry z potrubí odběrů do turbíny při odstavení, jsou v odběrech instalovány zpětné klapky.

Ochranu před nepřípustným zvýšením tlaku na výstupech z turbíny zabezpečují pojistné membrány umístěné ve výstupním potrubí.

Vnější přední ucpávka rotoru, ucpávky vyrovnávacího pístu a meziucpávka v místě prvního regulovaného odběru jsou provedeny jako labyrintové. Hradba labyrintu je vytvořena na statoru, v rotorech jsou zatečovány do drážek bříty z materiálu X20CrMo13. Meziucpávka v místě druhého regulovaného odběru a vnější zadní ucpávka rotoru jsou provedeny jako nepravý labyrint.



Obrázek č. 21 Turbína TG5- zvenčí [zdroj: vlastní]



Obrázek č. 22 Turbína TG5 – zevnitř [zdroj: vlastní]

Turbína

TYP:	VEE 63 kondenzační, 2 reg. odběry
VÝKON jmenovitý (maximální)	
na svorkách při $\cos\varphi=0,8$	39,8 MW
OTÁČKY: jmenovité turbína/generátor	3000/3000 min ⁻¹
1. kritické turbína	1410 min ⁻¹
1. kritické generátor	1380 min ⁻¹
Vlastní torzní frekvence rotorové soustavy	24,9 Hz
Smysl otáčení rotorů	proti směru pohybu hodinových ručiček při pohledu od turbíny ke generátoru

VSTUPNÍ PÁRA:

tlak: jmenovitý	70 bar(g)
maximální	75 bar(g)
minimální	40 bar(g)
teplota: jmenovitá	495°C
maximální	500°C
minimální	465°C
čistota páry	dle ČSN 07 7403
max. průtok vstupní páry do turbíny	170 t/h při 70 bar(g), 495°C

REGULOVANÝ ODBĚR I.

jmenovitý tlak	10 bar(g)
dolní a horní mez tlaku	- 11 bar(g)
průtok páry do odběru max.	55 t/h

REGULOVANÝ ODBĚR II.

jmenovitý tlak	1,2 bar(a)
dolní a horní mez tlaku	0,6 - 2,5 bar(a)
průtok páry do odběru max.	144 t/h

VÝSTUPNÍ PÁRA

tlak páry	0,069 bar(a)
max. průtok páry	96 t/h

HMOTNOST:

rotor s lopatkami	19 000 t
vršek turbínové skříně	17 420 t
spodek turbínové skříně	17 100 t

LOŽISKOVÁ VZDÁLENOST	6 240 mm
----------------------	----------

RADIÁLNÍ LOŽISKA:

provedení (druh)	citronový
------------------	-----------

průměr vpředu/vzadu	320/260 mm/ mm
AXIÁLNÍ LOŽISKA	
provedení (druh)	naklápěcí segmentová
průměr	280/220 mm/mm

KONDENZACE

Kondenzátor

Povrchový kondenzátor je proveden jako dvoudílný. Vodní komory jsou dělené a dovolují odstavení poloviny kondenzátoru na vodní straně za účelem čištění trubek během provozu.

Plášť kondenzátoru je celosvařovaná konstrukce. Vstupní hrdlo páry je bohatě žebrované, čímž je zaručena jeho dokonalá tuhost při vnějším přetlaku. Vodní komory jsou odděleny od parního prostoru trubkovými dny, ve kterých jsou trubky na obou stranách zaválcovány. Po své délce jsou trubky na několika místech podepřeny tak, aby byla jejich dilatace umožněna a zabráněno kmitání.

Víka kondenzátoru jsou dvoudílná, opatřena veřejemi, které umožňují otevření vždy 1/2 víka. Nahlížecké víka slouží k prohlídce trubek a trubkových den. Vodní strana kondenzátoru je provedena jako dvoucestná, přívod chladicí vody je dole, odvod nahoře. Vodní i parní prostor kondenzátoru je opatřen hrdly pro odvodnění. Vodní prostor je v nejvyšším místě odvzdušněn. Na spodní části kondenzátoru v parním prostoru je umístěn sběrač kondenzátu. Hrdla slouží k odsávání vzduchu z kondenzátoru.

Kondenzátor je s výstupní částí turbíny pevně spojen. Váha kondenzátoru je včetně obsahu chladicí vody a kondenzátu vyvážena pružinami, na kterých je kondenzátor uložen.

Při tlakových zkouškách parního prostoru kondenzátoru, kdy je parní prostor naplněn vodou, je nutno pod patky vložit podložky. Po vodní zkoušce (vypuštění vody) je nutno podložky vyjmout.

Parní prostor je opatřen vodíci plechy, které rozdělují proud páry na jednotlivé skupiny chladících trubek a svádí kondenzát do spodní části kondenzátoru tak, aby se zabránilo jeho podchlazení.

Skupina trubek, určená pro chlazení odsávaného vzduchu je umístěna v první vodní cestě a je dimenzována tak, aby bylo dosaženo co nejvyššího podchlazení odsávané parovzdušné směsi.

PAROPROUDÁ VÝVĚVA

Paroproudá vývěva slouží k vytvoření vakua v kondenzátoru. Pracovní pára expanduje ve vhodně vytvořených dýzách prvního stupně vývěvy a svoji velkou rychlostí strhne parovzdušnou směs z kondenzátoru turbíny a vytvoří tím potřebné vakuum. V difusorech prvního stupně je směs odsávaného plynu a pracovní páry stlačena a vstupuje do povrchového kondenzátoru vývěvy. V kondenzátoru pracovní pára kondenzuje. Jako chladicí vody se používá s výhodou kondenzát turbíny, jehož teplota se úplným využitím tepla hnací páry zvyšuje. Kondenzát pracovní páry se do kondenzátoru turbíny vrací přes sifon. Stejným způsobem pracuje i druhý stupeň vývěvy, který sají plyn z povrchového kondenzátoru prvního stupně. Směs plynu a páry je v difusoru druhého stupně stlačena na atmosférický tlak a vstupuje do povrchového kondenzátoru druhého stupně, ve kterém pracovní pára opět kondenzuje. Kondenzát se odvádí do sběrné nádrže. Plyn, stlačený na atmosférický tlak odvádí se do volného prostoru výfukem. Pro druhý stupeň vývěvy používá se ke chlazení rovněž kondenzát turbíny.

PARNÍ POMOCNÝ EJEKTOR

Pro rychlé získání počátečního vakua v kondenzátoru před spouštěním paroproudé vývěvy používáme pomocný parní ejektor. Parní ejektor se skládá z parní dýzy, mísícího prostoru a difuzoru. Vysokotlaká pára, expandující v dýze na nízký tlak, proudí z dýzy velkou rychlostí a strhne z mísícího prostoru vzduch, přicházející z kondenzátoru. Pohybová energie této rychle proudící směsi se mění v difusoru opět v tlakovou. Vzduch uniká výfukovým potrubím do atmosféry

Regenerační ohříváče

Regenerační ohříváky RGO1 až 3 slouží pro ohřev kondenzátu z turbíny TG5 a výměňkové stanice, ohřátý kondenzát je dále veden potrubím do vysokotlakých nádrží napájecí vody VTN.

RGO1- zdrojem páry je 1. neregulovaný odběr z turbíny TG5 kondenzát je ohříván z cca 33°C na cca 55°C. Do RGO 1 je přiváděn pouze kondenzát z turbíny TG5. Mezi RGO1 a RGO 2 je navíc zaústěno potrubí kondenzátu z výměňkové stanice.

RGO2- zdrojem páry je 2. neregulovaný odběr z turbíny TG5 kondenzát je ohříván z teploty cca 80°C na 120°C

RGO3- zdrojem je ST pára. Ohřívák je napojen na potrubí 1. regulovaného odběru

z turbíny TG5, které je vedeno do RP4. Na tomto potrubí je zhotovena odbočka, na které je přes regulační ventil nebo náporovou turbínu napojen RGO3. RGO3 ohřívá kondenzát z teploty 120°C na 155°C.



Obrázek č. 23 RGO 1, 2 [zdroj: vlastní]



Obrázek č. 24 RGO 3 [zdroj: vlastní]

VÝMĚNÍKOVÁ STANICE

Hlavním úkolem teplárny TKV je výroba tepelné energie pro vytápění a teplé užitkové vody (pro vlastní spotřebu a dodávky pro cizí odběratele). Stará teplárna slouží k vytápění a dodávce teplé užitkové vody do objektů TKV, Intergaze a Dolu Barbora. Ohřev teplé a horké vody se zde provádí čtyřmi ohřívačky pomocí středotlaké páry ze sítě 0,95 MPa.

Výměníková stanice slouží v zimním období pro zásobování teplem města Havířova, v letním období pro zásobování teplem města Havířova a Karviná. Potřebný standardní výkon v zimním období pro město Havířov je výměníková stanice (VS) na TKV zajišťována v paralelním provozu s výměníkovou stanicí na Teplárně Československá armáda (TČA).

Jmenovité výkony jednotlivých VS jsou:

Výměníková stanice TKV	164 MW
Výměníková stanice TČA	50 MW

V případě výpadku výměňkové stanice TČA je výměňková stanice TKV schopná dát špičkový výkon 214 MWt při omezení elektrického výkonu turbíny TG 5. V letním období výměňková stanice (VS) TKV zásobuje teplem jak Havířov cca 20 MWt, tak i Karvinou cca 18,5 MWt. Výměňková stanice TČA je v tomto období mimo provoz. V zimním období je společný provoz VS TKV a VS TČA závislý na plnění dodávek. Tepelný výkon z VS do systému SCZT je přenášen horkou vodou o max. teplotním spádu 160/60 °C v zimním období a o teplotním spádu 80/60 °C v letním období.

Teplota topné vody v zimním období je regulovaná v závislosti na venkovní teplotě. Teplota topné vody v letním období je regulovaná na konstantní hodnotu 80°C. Regulace VS je řešená tak, že ZO je regulován na diferenci teploty topné vody 20-40°C (v letním období 20°C), ŠO 1 je regulován na diferenci teploty 11-30°C, ŠO 2 je regulován na diferenci teploty 11-30°C vypočtenou dle výstupní teploty topné vody z VS, která se mění podle venkovní teploty.

Pro dosažení stanovených teplotních parametrů a dodržení hodinových diagramů dodávky elektřiny jsou využívány zkratky na horkovodech v Havířově a v Karvině, které jsou ovládány dálkově z operátorského stanoviště tepelného manipulanta.

Výměňková stanice se skládá z jednoho základního a dvou špičkových ohříváků oběhové vody. Ohříváky jsou řazeny za sebou v sérii. Každý z nich je na straně oběhové vody obtokován.

Základní ohřívák je topen za provozu turbíny z druhého regulovaného odběru TG 5, pokud bude turbína mimo provoz, bude ZO topen z red. stanic RV VS 1, 2, 3.

Špičkový ohřívák ŠO 1 je topen z redukční stanice RV VS 4, 5 a ŠO 2 je topen z redukční stanice RV VS 6.

Pára pro tyto redukční stanice je odebírána z rozdělovače RP 4, který je zásobován z těchto zdrojů:

- regulovaný odběr TG 5
- redukční chladicí stanice RCHS 4
- potrubní rozvod 1,1 MPa, 300°C (RS 1,2,3 a 1. odběr TG4)

Kondenzát je kaskádován ze špičkových ohříváků do ZO a ze základního ohříváku přečerpáván kondenzátními čerpadly do regenerace TG 5 mezi RGO 1 a RGO 2.

Odvzdušnění ohříváků je kaskádováno z ŠO 2 přes ŠO 1 do ZO a odtud do kondenzátoru, v případě že turbína bude mimo provoz, bude odvzdušnění ohříváků vyvedeno do výfuku na střeche.

Průtok horké vody výměníkovou stanicí je zajištěn oběhovými čerpadly v oběhové stanici.

Tlak vody v horkovodní síti je udržován na hodnotě konstantního středního tlaku automatickým odpouštěním a doplňováním změkčenou odplyněnou vodou 105°C z CHÚV do sání oběhových čerpadel. Dimenzování horkovodního potrubí je provedeno na závěrný tlak čerpadel, takže nehrozí poškození zařízení v případě chybného uzavření armatur.

Regulace výkonu celé výměníkové stanice je řešena automatickou regulací výstupní teploty horké vody z VS v závislosti na venkovní teplotě. Jednotlivé výměníky jsou chráněny proti přetopení automatickým uzavřením přívodu páry při překročení max. dovolené diference teploty horké vody a při stoupnutí hladiny v ohříváku nad max. dovolenou hodnotu.

V případě výpadku napájení celé VS je uzavírána armatura na rozdělovači RP 4 – dolní větev a vstupní ventil pro RCHS 4 napájené ze záložního zdroje (UPS).

Technické charakteristiky a podmínky provozu

Max. tepelný výkon VS TKV	214 MW
Jmenovitý tepelný výkon VS TKV	164 MW
Max. průtok oběhové vody VS TKV	600 kg/s (2160 t./h)
Jmenovitý průtok oběhové vody VS TKV	390 kg/s (1404 t/h)
Teplota oběhové vody na vstupu do VS TKV	60°C
Teplota oběhové vody na výstupu z VS TKV	160°C
Pára na vstupu do RS pro ŠO	1.0 MPa / 260°C
Pára na vstupu do ZO	0,12 MPa / 105°C
Regulační rozsah ZO	25,7 až 85,6 MW



Obrázek č. 25 Výměníková stanice – čelní pohled [zdroj: vlastní]



Obrázek č. 26 Výměníková stanice – boční pohled [zdroj: vlastní]

Základní ohřívák – ZO

Počet kusů	1
Typ	OSV-Z-H-2-25/1200m ² horizontální výměník tepla pára-voda
Výrobce	ABB PBS
Provedení	dvoucestný na straně vody, s U-trubkami,
Hmotnost	31 500 kg
Max. hmotnost	60 000 kg
z toho trubek	9 780 kg
	46

Průměr pláště výměníku	2 000 mm,
Výška výměníku	2 600 mm,
Délka výměníku	9 300 mm,
Plocha	1 200 m ²
Nominální provoz:	
Hmotnostní průtok vody	390 kg.s ⁻¹ (1404 t.h ⁻¹)
Vstupní teplota vody	60 °C
Výstupní teplota vody	100 °C
Spotřeba páry	29,3 kg.s ⁻¹ (105,5 t.h ⁻¹)
Tlak páry	0,12 MPa
Tepelný výkon	65,6 MW
Tlaková ztráta	0,030 MPa
Maximální provoz:	
Hmotnostní průtok vody do	600 kg.s ⁻¹ (2160 t.h ⁻¹)
Vstupní teplota vody	60 °C
Výstupní teplota vody	100 °C
Spotřeba páry	38,1 kg.s ⁻¹ (137,2 t.h ⁻¹)
Tlak páry	0,135 MPa
Tepelný výkon	85,6 MW
Tlaková ztráta	0,045 MPa
Konstrukční parametry / přetlak a teplota/	
Prostor svazku	2,5 MPa 200 °C
Prostor pláště	0,4 MPa 300 °C
Materiály:	
Pláště	ocel třídy 11
Hrdla	ocel třídy 12
Trubkovnice	ocel 13 123.5,
Trubky	CuZn 20Al2,rozměr 20x1,5 mm,

Špičkový ohřívák – ŠO1

Počet kusů	1
Typ	OSV-Š-H-2-25/600m ² horizontální výměník tepla pára-voda
Výrobce	ABB PBS
Provedení	dvoucestný na straně vody s U-trubkami,
Hmotnost výměníku	20 000 kg
Max. hmotnost z toho trubek	37 000 kg 5 300 kg
Průměr pláště výměníku	2 000 mm
Výška výměníku	600 mm
Délka výměníku	6 200 mm
Plocha	600 m ²

Nominální provoz:

Hmotnostní průtok vody	390 kg.s ⁻¹ (1404 t.h ⁻¹)
Vstupní teplota vody	100 °C
Výstupní teplota vody	130 °C
Spotřeba páry	23,5 kg.s ⁻¹ (84,6 t.h ⁻¹)
Tlak páry	0,40 MPa
Tepelný výkon	49,2 MW
Tlaková ztráta	20 kPa

Maximální provoz:

Hmotnostní průtok vody	do 600 kg.s ⁻¹ (2160 t.h ⁻¹)
Vstupní teplota vody	100 °C
Výstupní teplota vody	130 °C
Spotřeba páry	31,1 kg.s ⁻¹ (112 t.h ⁻¹)
Tlak páry	0,48 MPa
Tepelný výkon	64,2 MW
Tlaková ztráta	30 kPa

Konstrukční parametry /přetlak a teplota/:

Prostor svazku	2,5 MPa 200°C
Prostor pláště	1,2 MPa 300°C

Materiály:

pláště	ocel třídy 11
--------	---------------

hrdla ocel třídy	12
trubkovnice	ocel 13 123.5,
trubky	CuZn 20Al2, rozměr 20x1.5 mm,
Špičkový ohřívák ŠO2	
Počet kusů	1
Typ	OSV-Š-H-2-25/600m ² horizontální výměník tepla pára-voda
Výrobce	ABB PBS
Provedení	dvoucestný na straně vody s U-trubkami
Hmotnost 1 ks výměníku	9 900 kg
Max. hmotnost	37 000 kg
Z toho trubek	5 300 kg
Průměr pláště výměníku	2 000 mm
Výška výměníku	2 600 mm
Délka výměníku	6 200 mm
Plocha	600 m ²
<u>Nominální provoz:</u>	
Hmotnostní průtok vody	390 kg.s ⁻¹ (1404 t.h ⁻¹)
Vstupní teplota vody	130 °C
Výstupní teplota vody	160 °C
Spotřeba páry	24,8 kg.s ⁻¹ (89,3 t.h ⁻¹)
Tlak páry	0,85 MPa
Tepelný výkon	49,2 MW
Tlaková ztráta	0,020 MPa
<u>Maximální provoz:</u>	
Hmotnostní průtok vody	do 600 kg.s ⁻¹ (2160 t.h ⁻¹)
Vstupní teplota vody	130 °C
Výstupní teplota vody	160 °C
Spotřeba páry	33,1 kg.s ⁻¹ (119,2 t.h ⁻¹)
Tlak páry	1 MPa
Tepelný výkon	64,2 MW
Tlaková ztráta	0,030 MPa
<u>Konstrukční parametry /přetlak a teplota/:</u>	
Prostor svazku	2,5 MPa 200 °C

Prostor pláště	1,2 MPa 300 °C
<u>Materiály:</u>	
Pláště	ocel třídy 11
Hrdla	ocel třídy 12
Trubkovnice	ocel 13 123.5,
Trubky	CuZn 20Al2,rozměr 20x1.5 mm,

Kondenzátní čerpadlo

Počet kusů	3
Typ	125 CHN-280-14/3-OU-F/2E
Výrobce	Sigma
Provedení	horizontální, odstředivé
Čerpaná kapalina	kondenzát
Teplota	do 180°C
Dopravované množství	47,3 l.s ⁻¹ (170,3 m ³ .h ⁻¹)
Měrná energie	2452,5 J.kg ⁻¹
Otáčky	2977 ot.min ⁻¹
Účinnost	71 %
Příkon	167 kW
Sání DN/PN	150/10
Výtlač DN/PN	125/64
Provedení ucpávek	měkká
Hmotnost čerpadlo+spojka kg	1820 kg
+ochranný kryt+zákl. deska	

Materiál:

Těleso čerpadla	litá ocel
Oběžné kolo	Cr-Ni ocel
Hřídel	konstrukční ocel

Elektrický motor:

Typ	Siemens 1AN5 355 L-2
Tvar	IM 1001
Výkon	200 kW
Kotva	nakrátko
Spínání	přímé
Napětí	6000 V

Frekvence	50 Hz
Otáčky	2975 ot.min ⁻¹
Krytí	IP 54
Hmotnost	900 kg



Obrázek č. 27 Kondenzátní čerpadlo [zdroj: vlastní]

Oběhová stanice

Čerpací stanice zajišťuje dopravu oběhové vody a tím přenos tepla z jednotky Teplárny Karviná do sítě spotřebičů CZT Havířov a CZT Karviná. Oběhová stanice je řešena tak, aby vyhovovala provozu rozdělených soustav CZT Havířov a Karviná v zimním období a provozu propojených soustav v letním provozu. Čerpání a doprava oběhové vody se uskutečňuje pomocí oběhových čerpadel, které se dělí do dvou skupin.

Oběhové čerpadla 1. skupiny:

Počet kusů	3
Typ	HPK SX 250-710
Výrobce	KSB
Čerpaná kapalina upravená voda	60°C
Dopravované množství	256,5 l.s ⁻¹ (923,4 m ³ .h ⁻¹)
Měrná energie	1650 J.kg ⁻¹ (168 m.v.sl.)
Otáčky	1482 ot.min ⁻¹
Účinnost	74 %
Příkon	562 kW

Sání DN/PN	300/25
Výtlak DN/PN	250/25
Provedení ucpávek	mechanická
Hmotnost čerpadlo+spojka	2 786 kg
+ochranný kryt+zákl. deska	2 786 kg
<u>Materiál:</u>	
Těleso čerpadla	tvárná litina GGG 40.3
Oběžné kolo	litina GGG-40
Hřídel	uhlík ocel c 45 N
<u>Elektrický motor s měničem:</u>	
Typ	HXR 450 LG4
Tvar	IM 1001
Výkon	630 kW
Kotva	nakrátko
Napětí	3x690 VY
Frekvence	50 Hz
Otáčky	1482 ot.min ⁻¹
Krytí	IP 55
Hmotnost	4330 kg
<u>Frekvenční měnič:</u>	
Typ	ACS 607 0760-6
Výrobce	ABB
Hmotnost	870 kg
Oběhové čerpadla 2. skupiny:	
Počet kusů	2
Typ	HPK SY 200-500
Výrobce	KSB
Čerpaná kapalina	upravená voda 160°C
Teplota do	160°C
Dopravované množství	129,8 l.s ⁻¹ (467,3m ³ .h ⁻¹)
Měrná energie	843,4 J.kg ⁻¹ (86m v.sl.)
Otáčky	1480 ot.min ⁻¹
Účinnost	79,5 %

Příkon	125 kW
Sání DN/PN	250/25
Výtlač DN/PN	200/25
Provedení ucpávek	mechanická
Hmotnost čerpadlo+spojka +ochranný kryt+zákl. deska	160 kg

Materiál:

Těleso čerpadla	tvárná litina GGG-40.3
Oběžné kolo	litina GGG-40
Hřídel	uhlíkatá ocel C 45 N

Elektrický motor:

Typ	Siemens 1 AN 5 355 LK-4
Tvar	IM 1001
Výkon	160 kW
Kotva	nakrátko
Napětí	6000 V
Frekvence	50 Hz
Otáčky	1480 ot.min ⁻¹
Krytí	IP 54
Hmotnost	1610 kg



Obrázek č. 28 Oběhové čerpadlo [zdroj: vlastní]

Vodní hospodářství

zajišťuje nakládání se všemi vodami vyskytujícími se v TKV. Zdrojem průmyslové vody je voda z řeky Olše. Surová voda je upravována na chemické úpravně vody, která je založena na alkalickém čiření, pískové filtraci, změkčování a demineralizaci. Jednotlivé druhy technologických vod slouží k doplňování chladicího okruhu, horkovodního systému a napájecího systému kotlů. Čerpání povrchové vody z řeky Olše je zajištěno na základě kupní smlouvy s OKD, a.s, členem koncernu KARBON INVEST, a.s., Dolem Darkov. Odběr surové vody pro TKV je rovněž zajišťován na základě kupní smlouvy s Povodím Odry, s. p., z odběrného místa řeky Olše.

Provoz chladicího okruhu

je tvořen uzavřeným okruhem cirkulující chladicí vody, která se v chladicí věži ochlazuje částečným odpařováním a kontaktem s atmosférickým vzduchem.

Odpařováním se zvyšuje solnost cirkulující vody. Z toho důvodu je nutné vodu s vysokou koncentrací solí částečně odpouštět a nahrazovat vodou s nízkou solností. Aby se zabránilo vytváření anorganických usazenin v chladicím systému, je přidáván stabilizátor, který je kombinován s inhibitorem k zabránění koroze. Chemikálie je dávkována nekontinuálně, v závislosti na poklesu množství přípravku v chladicím okruhu.

Úbytek vody způsobený odsolováním, odpařením a rozstříkem, je na základě měření hladiny v chladicích věžích doplňován pomocí čerpadla z jímky čiřené dekarbonizované vody.

CHLADICÍ VĚŽE

Plášť chladicích věží je ocelové konstrukce se základem pravidelného dvanáctiúhelníku. Svislý plášť chladiče prochází nad úrovní rozvodu vody šikmým přechodem do zúženého hrdla ve výši cca 13 m nad úrovní terénu. Nad touto částí je vytvořen difuzor ve tvaru obráceného kužele.

Chladicí systém s přirozenou cirkulací je proveden v horní části jako kapkový a ve spodní části jako blánový. Rozvod vody je přiveden z přívodního potrubí o průměru 800 mm do hlavního přívodního žlabu, který ústí do ústředního prstencového žlabu, z něhož je konečné rozvedení vody provedeno radiálním a koncovým potrubím.

Ve spodní části tohoto potrubí jsou otvory, kterými voda samospádem padá na ostřikovače kde se tříští na kapky. Tyto dopadají na plástve z umělé hmoty, po kterých ve formě tenké vrstvy (blány) stékají do bazénu. Chladicí věže jsou společné pro TG4 a TG5.

Chladicí výkon	48846 kW
Normální hydraulický výkon	3000 m ³ /hod
Maximální hydraulický výkon	3650 m ³ /hod
Šířka chladicího pásma	14°C
Výtoková výška vody	8 m
Celková výška chladicí věže včetně difuzoru	28 m
Průměr vepsané kružnice dvanáctiúhelníka bazénu	28 m
Počet chladících věží	3 ks



Obrázek č. 29 Chladicí věže [zdroj: vlastní]

3 Návrh instalace parní turbíny na TKV [4,5,8,10,11,12]

V úvodu této kapitoly se zabývám problémem redukce páry na teplárnách obecně. Tento problém se na Teplárně Karviná rozhodli řešit instalací malé parní turbíny, jejichž úkolem bude nahradit redukční ventil (ten zůstane v záloze) a také výroba elektrické energie. Tím se zužitkuje pára, která by jinak přišla do vzduchu. Dále popisuji navrhované místo pro zapojení a přehled možných turbín k instalaci dle požadovaných parametrů.

3.1 Problematika redukce tlaku páry na teplárně

Snižování tlaku páry na teplárně se provádí ze dvou důvodů. V oblasti elektroenergetiky se vyrábí pára vyšších tlaků zcela záměrně a snižování je žádoucí, neboť je využíváno k výrobě elektrické energie.

V oblasti průmyslu bývá redukce tlaku páry nutná, protože vyráběná pára pro technologické nebo komunální využití má zpravidla vyšší tlak, než je potřeba a proto těsně před danou technologií je její tlak redukován na požadovaný. Jako jednoduchý a investičně levný způsob redukce tlaku se jeví škrcení v redukčních ventilech.

Další možný způsob úpravy tlaku páry je její expanze na požadovaný tlak v parním stroji, který je pro tento účel konstruován.

3.1.1 Redukce tlaku škrcením

Škrcení je termodynamický děj (izoentalpická změna), při kterém dochází k trvalé tlakové ztrátě proudícího média a nárůstu entropie. Jinak řečeno škrcení je expanze plynu (růst objemu) z vyššího tlaku na nižší, během které plyn nekoná, nepřijímá vnější práci.

Škrcení se používá i k záměrnému snižování tlaku proudícího plynu a tento proces se nazývá **redukce tlaku**. Redukce tlaku se provádí **redukčním ventilem RV**, který udržuje potřebný tlak buď za ventilem (funguje jako **přepouštěcí ventil**) nebo před ventilem (**redukční stanice**):

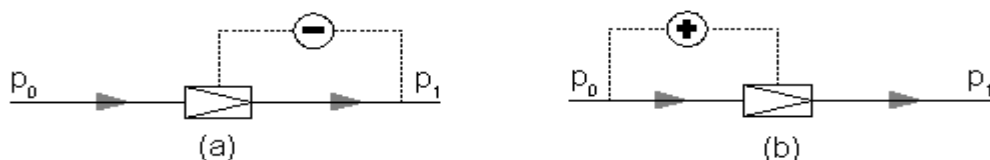


Schéma č. 2 Redukční ventil – možnosti zapojení [zdroj: Škorpík, 2006]

a redukční stanice (udržování tlaku p_1), **b** přepouštěcí ventil (udržování tlaku p_0).

Platí $p_0 > p_1$.

Redukční ventil využívá principu škrcení tak, že snižuje nebo zvyšuje průtočný průřez zasouváním a vysouváním například kuželky, válcové děrované kuželky či labyrintového škrtícího systém. Pohyb regulačního orgánu může být zajištěn membránou nebo servopohonem či pneumaticky na základě informací o tlaku v regulovaném prostoru nebo jiného požadavku z velínu a podobně. Toto zařízení je investičně nenáročné a přesto spolehlivé a bezpečné a z provozních důvodů nejoblíbenější a také nejpoužívanější.

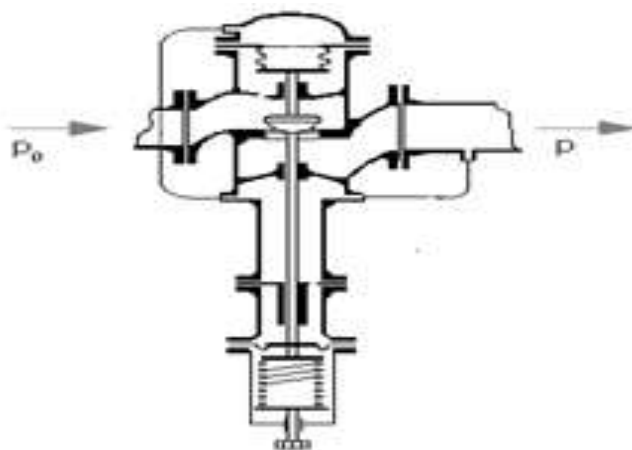


Schéma č.3 Redukční ventil membránový – schematický řez [zdroj: Škorpík, 2006]

Průtok média je regulován kuželkou. Kuželka je ovládána táhlem, které reaguje na změnu výstupního tlaku. Výstupní tlak je odvozen od předpětí pružiny.

Pokud je výstupní tlak nižší než nastavený převáží síla pružiny nad silou od tlaku a kuželka se pohne směrem nahoru, čímž se zvětší průtočný průřez a průtok plynu.

Pokud tlak p je vyšší než nastavený působí na pružinu větší síla a tím se stlačí a otvor pod kuželkou se zmenší.

Úprava tlaku konvenčním způsobem, tedy škrcením v redukčním ventilu, není z kvantitativního pohledu ztrátovým procesem, protože nedochází k poklesu entalpie redukované páry. Z kvalitativního hlediska se však jedná o velmi ztrátový děj, protože dochází ke ztrátě exergie, té části energie, kterou lze teoreticky přeměnit na užitečnou práci, a také ke snížení kvality páry.

Dosud nebyly doceněny ztráty energie vznikající při škrcení a tím také možnosti přeměny tepelné energie na energii elektrickou s účinnosti až 85% v turbínách. Při tom se zde nejedná o naplňování strategických podmínek průmyslového rozvoje, ale také o ekonomicky velmi zajímavou záměnu.

3.1.2 Redukce tlaku parním strojem

Druhou možností vedoucí ke snížení tlaku páry je jeho expanze doprovázená již poklesem entalpie při co nejmenší změně entropie, která způsobuje exergetické ztráty. K takové redukci tlaku slouží dynamické a objemové parní stroje (parní turbíny a pístové parní motory).

Pomocí těchto turbín se sníží nejen tlak, ale i teplota páry přičemž entalpický spád není zmařen, i když také dochází k poklesu exergie, ale ta je efektivně využita k výrobě elektřiny pomocí připojeného elektrického generátoru. Z kvalitativního hlediska parní turbína neovlivní využitelnost tepelné energie u odběratele, neboť odběratel využívá převážně kondenzační teplo a teplota kondenzace se nemění.

Z kvantitativního hlediska při požadavku stejného odebíraného tepelného výkonu je nutné zvýšit hmotnostní průtok páry dodávaný odběrateli. Při doplnění redukčního ventilu parní turbínou je tedy i nutné zvýšení tepelného výkonu parního kotle, který odpovídá vnitřnímu instalovanému výkonu vřazeného stroje. A vůbec nezáleží na dosažené termodynamické účinnosti stroje. Řazení parní turbíny do systémů středotlakých kotlen není klasickým případem kombinované výroby elektřiny a tepla. Výroba je sice primární jako u většiny kogeneračních výrob a výroba elektřiny je vynucenou výrobou, ale výroba elektřiny je zde doprovázena nutným snižováním tlaku páry.

Jako stroj pro redukci páry lze použít dynamický parní stroj, reprezentovaný radiálními, radiálně-axiálními nebo axiálními rychloběžnými turbínami.

Nebo lze zařadit do tepelného systému kotleny objemový parní stroj, pracující na principu pístového parního motoru. Vyplývá-li z hmotnostního toku a příslušného tlakového spádu spojkový výkon více jak 100 kW, pak se volba ubírá do oblasti dynamických strojů. Je-li menší, pak se zpravidla volí objemové parní stroje. Obecně lze říci, že pro menší hodnoty hmotnostního toku a větší tlakové spády je vhodnější objemový stroj. Naopak větší množství páry při menším tlakovém spádu lépe zpracuje dynamický stroj.

V případě malých parních turbín se jedná často o turbíny s nižší termodynamickou účinností (bývají jednostupňové akčního lopatkování – vysoké profilové ztráty v důsledku vysokých až nadzvukových rychlostí, ztráta parciálním ostřikem, ztráty okrajové). Někdy

se turbíně určené k redukování tlaku říká točivá redukce. Výkony točivých redukcí se pohybují od 20 do 700 kW podle velikosti parovodu a tlakového spádu.

Termodynamickou účinnost takových turbín lze zvýšit vyššími otáčkami, v takovém případě je nutné vybavit soustrojí vysokootáčkovou převodovkou nebo častěji vysokofrekvenčním generátorem s výkonovou elektronikou na převod do nižších frekvencí. Turbína je také vybavena obtokem s redukčním ventilem pro případy zvýšení odběru páry nad limity turbíny nebo pro případy poruchy turbíny.

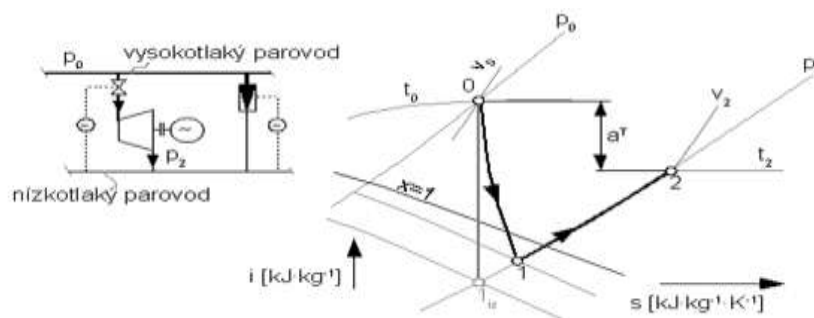


Diagram č. 1 *i-s diagram redukční stanice s točivou redukcí [zdroj: Škorpík, 2006]*

Důvodů, proč se zabývat i jinými způsoby redukce tlaku páry může být několik. Expanzí páry v parním stroji lze vyrobit elektrickou energii, jedná se tedy o kombinovanou výrobu elektřiny a tepla. První dva důvody spočívají v ekonomické a ekologické výhodnosti kombinované výroby, díky vyššímu stupni využití paliva. Další důvod, který vychází z uvedených, je legislativní. Konkrétně § 7 zákona č. 406/2000 Sb. o hospodaření energií nařizuje každému výrobcí tepla se zdrojem o součtovém výkonu vyšším než 5 MWt zavedení kombinované výroby, pokud hodnověrně (tedy ekonomickým výpočtem) neprokáže její nevýhodnost.

Tím jsou naplňovány záměry státní energetické politiky uvažující s využíváním všech ekonomicky a ekologicky dostupných zdrojů k získávání elektrické energie. Instalace i malých parních turbín v průmyslové energetice tento záměr jistě naplňuje.

3.1.3 Způsoby zapojení parních turbín

Při zařazování parních turbín do tepelného systému středotlakých kotelen nelze uvažovat o úplné náhradě stávajících redukčních ventilů, ale jedná se o doplnění tepelného systému menší parní turbínou. Nesmí totiž dojít ke snížení zabezpečení dodávky tepla.

Když zařadíme k již fungujícímu redukčnímu ventilu parní turbínu, bezesporu se zabezpečení dodávky zvýší. V každém případě by měl být redukční ventil dimenzován

na maximální odběr páry, protože nikdy nevíme, kdy budeme muset parní turbínu odstavit. V zásadě je možný dvojitý způsob zapojení parních turbín vzhledem ke klasickým redukčním ventilům:

- paralelní připojení jednotky ke stávajícímu redukčnímu ventilu
- sériové připojení

Tyto způsoby zapojení s sebou přinášejí své specifické ekonomicko-provozní parametry a rozdílnou regulaci.

Paralelní zapojení parní turbíny

Schéma tohoto způsobu zapojení je na *schématu č. 4*. Stávající redukční stanici představuje redukční ventil RV1 s uzavíracími šoupátky. Aby bylo možné vřazený stroj nějakým způsobem řídit, je nutná přítomnost regulačního ventilu RV2 v sérii se strojem. Ventil RV2 reguluje množství protékající páry také škrcením, a proto dochází k nežádoucím exergetickým ztrátám.

Buď lze parní turbínu ve schématu předřadit regulačnímu ventilu, nebo ji umístit až za ventil. Pro druhý jmenovaný způsob parní stroj pro stejný výkon vychází rozměrově větší (i investičně dražší), protože pára po průchodu regulačním ventilem má větší měrný objem. Zároveň s tím dochází k menší exergetické ztrátě, než kdyby ventil RV2 byl až za parní turbínou. Stávající redukční ventil RV1 musí být nastaven na nižší hodnotu protitlaku než RV2, aby byl upřednostňován provoz parní turbíny.

Paralelní způsob zapojení parní turbíny vzhledem k stávající stanici bude v praxi nejvíce užívaným. Na teplárně v Karvině je rovněž použito paralelní zapojení parní turbíny.

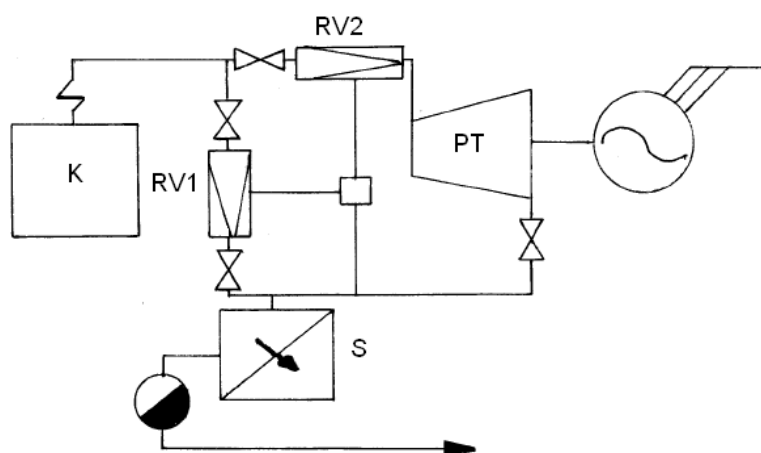


Schéma č. 4 Paralelní zapojení parní turbíny, RV – redukční (regulační) ventil, TR – parní turbína, S – spotřebič [upraveno podle: Píškač, 2003]

Sériové zapojení parní turbíny

Mohou nastat vzácné případy, kdy odběratel odebírá téměř neměnný tepelný výkon. Tuto situaci lze řešit sériovým zapojením redukčního ventilu a parního stroje.

Příklad možného zapojení na *schématu* č. 5. Redukční ventil RV stávající redukční stanice je zároveň i regulačním ventilem pro parní turbínu. Hltnost stroje je v tomto případě volena podle maximálního hmotnostního toku páry. Kolem parního stroje je pro případ odstávek umístěn obtok s uzavíracím šoupětem. Pro rozhodování, zda je vhodnější umístit parní turbínu za redukční ventil nebo před něj, platí stejné úvahy jako v předchozím bodě.

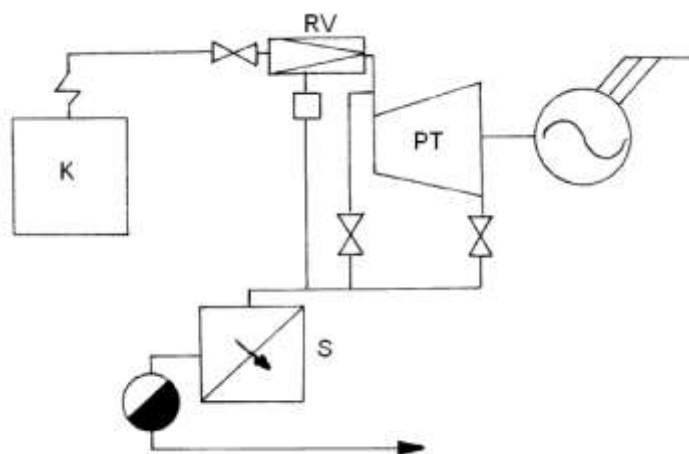


Schéma č. 5 Sériové zapojení parní turbíny [upraveno podle:Píškač, 2003]

3.1.4 Vlivy a přístupy v ekonomickém hodnocení menších parních turbín

Po celou dobu existence kombinované výroby elektrické energie a tepla se hledají metody, které by co nejobjektivněji vyjadřovaly její účinnost. Hledání formulace účinnosti kombinované výroby však nemá většího smyslu, protože se jedná o dvě kvalitativně odlišné energetické transformace realizované v jednom tepelném cyklu a ani jednu z takto získaných energetických forem (elektrická a tepelná energie) nelze po transformaci dlouhodobě skladovat. Jediným, obecně platným a nezpochybnitelným ukazatelem rozhodujícím o konkurenceschopnosti KVET je její ekonomická efektivnost.

Návrh instalovaného výkonu kogeneračního zdroje zásadním způsobem ovlivňuje výsledný ekonomický efekt celého zdroje, a proto výkon zdroje musí vycházet z co nejpodrobnějších informací o spotřebě tepla v zásobované oblasti. Je nutno zjistit zejména:

- skladbu spotřebitelů tepla a jejich nároků
- reálnou současnou spotřebu tepla

- spotřebu tepla během roku, v průběhu charakteristických dnů (v zimě, v létě, v přechodném období, v pracovním dnu, v neděli a podobně).
- výhled další spotřeby nejméně na deset let
- přehled o stávajících energetických zdrojích, rozvodech a jejich stavu
- roční spotřeby druhů energie (paliv) za poslední rok, rozložení ve sledované oblasti
prognózu dalšího vývoje

Pro ekonomické hodnocení efektivnosti parních turbín je podstatné, do jakého tepelného systému se parní turbína bude řadit. Zejména do velikosti provozních nákladů se projeví fakt, zda bude jednotka zařazena v systému stávající středotlaké parní výtopny (popř. v redukční stanici teplárny), nebo zda se s ní počítá při výstavbě nové teplárny či výtopny. Dále je nutné brát v úvahu, jestli teplárna nebo výtopna má dostatečný rezervní tepelný výkon pro krytí potřeby parní turbíny, nebo jestli si instalace kogenerační jednotky vyžádá významné úpravy stávajícího systému.

Provozní náklady parní turbíny se dají členit:

- proměnné:
 - zvýšení palivových nákladů: ΔN_{palR}
 - zvýšení poplatků za emise: ΔN_{emise}
- stálé:
 - náklady na opravy a údržbu: $NOU = k_{pps} \times N_i$
 - náklady na likvidaci,
 - pojištění majetku,
 - režie spojené s výkupem elektřiny

V úvaze o provozních nákladech parní turbíny se nepředpokládá, že by se změnily nároky na obsluhu. Tedy mzdové a režijní náklady z titulu řízení firmy zůstanou nedotčeny.

Provozování parní turbíny je speciálním případem kombinované výroby elektrické energie a tepla, a proto vyvstává otázka, jestli k výrobním nákladům není potřeba přičíst také část stálých nákladů kotelny. Zda přičíst nebo ne, to záleží na úloze, která se řeší:

- Jestliže se snažíme stanovit kalkulaci nákladů na výrobu elektrické energie nebo nám jde o určení účetního zisku, pak je nezbytné uvažovat i část stálých nákladů kotelny.
- Avšak pro účely rozhodování zahrnujeme pouze přímé náklady, které vzniknou instalací kogenerační jednotky.

Možné případy při rozhodování:

Teplárna, výtopna má rezervu pro zvýšení tepelného výkonu

- Ve výrobních nákladech uvažujeme jen přímé náklady zařazeného parního stroje.

Teplárna, výtopna nemá rezervu pro zvýšení tepelného výkonu

- Výtopna je provozována na maximu a v případě zařazení parní turbíny by bylo nutné instalovat nový špičkový parní kotel nebo jiné zařízení, které by umožnilo zvýšení tepelného výkonu. Potom k výrobním nákladům parní turbíny přibudou stálé náklady nového zařízení.

Výstavba nové středotlaké teplárny, výtopny

- Jestliže si zařazení parní turbíny do nového systému vynutí přechod ke kotli vyššího jednotkového výkonu, než kdyby s jednotkou nebylo uvažováno, pak na vrub parní turbíny připočteme rozdíl stálých nákladů kotle (kotlů) s parními turbínami a bez nich.

3.1.5 Obecný postup řešení

Při ekonomickém hodnocení rozvoje tepelného systému středotlakých parních tepláren a výtopen o parní turbíny lze postupovat následovně:

1) Výpočet ekonomické efektivnosti parních turbín by měl vycházet ze známých nebo odhadnutých ročních diagramů trvání tepelných výkonů v jednotlivých větvích tepelného systému. Podle hmotnostního toku a tlakového spádu redukované páry se zvolí typ parního stroje (objemový nebo dynamický). Z diagramů trvání tepelných výkonů se odhadnou diagramy trvání elektrických výkonů z dílčích parních turbin a následně se stanoví roční výroba elektrické energie.

2) Jsou-li splněna technická omezení volby parní turbíny, přicházejí v úvahu velmi důležité ekonomické aspekty volby parní turbíny. Když roční výnosy (úspory) z vyrobené elektrické energie nepřesáhnou roční výrobní náklady, které souvisejí s pořízením stroje a s jeho provozováním, pak se určitě provozovatel středotlaké teplárny a výtopny pro takový způsob redukce páry nerozhodne. Takto lze provést výběr ekonomicky nadějných variant. V úvahu přicházejí všechna řešení, která mají roční zisk:

$$Z_r = E \cdot c_{el} - (N_{prov} + N_i \cdot a_{T\check{z}}) > 0 \quad [K\check{c}] \quad (1)$$

kde:

E - roční množství vyrobené elektřiny parní turbínou [kWh],

C_{el} - ocenění vyrobené elektrické energie [Kč/kWh],

N_{prov} - roční provozní náklady vyvolané parní turbínou [Kč],

N_i - investiční náklady související s pořízením parní turbíny [Kč],

a_{T \check{z}} - poměrná anuita pro ekonomickou dobu životnosti [-].

Uvedené kritérium slouží pouze k předběžné fázi výběru uvažovaných variant. Toto hledisko projektu jako celku, kdy se zkoumá ekonomická efektivnost bez ohledu na způsob financování a daně, je nejširším pohledem v hodnocení. Když posuzovaná varianta nevyhoví uvedenému kritériu, pak nemá smysl se jí zabývat podrobněji a z dalšího zkoumání ji vyloučíme.

3a) Vyplývá-li z výše uvedených omezení pouze jedna investiční varianta, pak její realizaci lze doporučit, když diskontovaný součet hotovosti za hodnocené období je kladný. Totiž každá investiční varianta s diskontovaným součtem hotovosti větším než nula zvyšuje hodnotu společnosti.

$$DCF_{Th} = \sum_{t=0}^{Th} CF_t \cdot (1+r)^{-t} \quad [K\check{c}] \quad (2)$$

kde:

(1+r)^{-t} - odúročitel při diskontní míře r,

T_h - hodnocené období.

Čistý hotovostní tok finančních prostředků investora CF_t vytvořený v t-tém roce je dán vztahem:

$$CF_t = (V - N_p - N_o - N_{\check{u}} - P) \cdot (1 - d) + N_o - N_j - S - N_{ivl} \quad [K\check{c}] \quad (3)$$

kde:

V - tržby, výnosy plynoucí z realizace hodnocené varianty [Kč],

N_p - provozní náklady [Kč],

N_o - odpisy zařízení [Kč],

N_u úroky placené z úvěrů [Kč],

P - připočitatelné (+) resp. odpočitatelné položky (-) při výpočtu základu daně z příjmu [Kč],

N_j - jednorázové výdaje na pořízení nezbytných zásob [Kč],

S - splátky úvěrů [Kč],

N_{ivl} - investiční prostředky hrazené z vlastních zdrojů investora [Kč],

D - sazba daně z příjmu [-].

3b) Rozhodujeme-li se mezi dvěma a více navzájem se vylučujícími investičními variantami, které mají společné ukončení provozu, pak podle vztahu DCF_{Th} vybíráme tu variantu, která má za dobu porovnání největší (a kladný) diskontovaný součet hotovosti. Doba porovnání (T_p) se volí jako období představující nejdelší ekonomickou dobu životnosti některého z objektů. V případě, že jsou investice uváděny do provozu sice ve stejném roce, avšak s různým ukončením ekonomické doby životnosti ($T_ž$), pak za předpokladu cyklického opakování ekonomických důsledků za $T_ž$ uvažovaných investic během T_p , zvolené jako nejmenší společný násobek, lze použít kritéria pro výběr optimální varianty v průměrném ročním ekvivalentním tvaru:

$$CF_{r\emptyset j} = a_{T_žj} \cdot DCF_{T_žj} \quad [Kč] \quad (4)$$

kde:

$CF_{r\emptyset j}$ - roční ekvivalentní hotovostní tok pro j -tou investici [Kč],

$a_{T_žj}$ - poměrná annuita za dobu životnosti j -té investiční akce [-],

$DCF_{T_žj}$ DCF za dobu životnosti j -té investice [Kč].

Opět se vybírá varianta s kladnou a maximální $CF_{r\emptyset j}$.

3c) Při rozdílném uvádění dílčích parních turbín v jednotlivých variantách do provozu i při rozdílném ukončení jejich provozu se výpočet průměrného ročního ekvivalentního toku hotovosti investora provede jako diskontovaný součet $CF_{r\emptyset j}$ dílčích prvků (parních turbín) investiční akce podle následujícího vztahu:

$$CF_{r\emptyset} = \sum_{t=0}^{T_p} \sum_{j=1}^n CF_{r\emptyset tj} \cdot (1+r)^{-t} \quad [Kč] \quad (5)$$

kde:

$CF_{r \emptyset t_j}$ - průměrný roční hotovostní tok j -tého dílčího prvku se zahájením provozu v roce t podle vztahu [Kč],

n - počet dílčích prvků investiční akce, které mají zahájení provozu v roce t [-].

4) Kritérium minimální ceny tepla na prahu zdroje potvrdí výhodnost provozu parní turbíny, když se tato cena vlivem provozu parních turbín sníží. Minimální cena tepla se stanoví z podmínky $NPV = 0$ tak, že zafixujeme cenu elektrické energie a hledáme takovou cenu tepla, pro kterou se čistá současná hodnota z pohledu investora blíží k nule.

$$NPV = \sum_{t=0}^{Th} (c_Q \cdot Q_t + c_{el} \cdot E_t - N_{it} - N_{pt} - D_t - S_t) \cdot (1 + r)^{-t} = 0 \rightarrow c_Q \quad (6)$$

kde:

c_Q - jednosložková cena tepla [Kč/GJ],

c_{el} - jednosložková cena elektřiny [Kč/kWh],

Q_t - množství tepla vyrobeného v roce t [GJ],

E_t - množství elektřiny vyrobené v roce t [kWh],

D_t - daň z příjmu [Kč],

S_t - splátky úvěrů [Kč].

Tato cena udává, jaká musí být minimální cena dodávaného tepla na prahu teplárny a výtopny v prvním roce hodnocení, aby byly po uvažovanou dobu hodnocení při předpokládaném nárůstu cen pokryty veškeré náklady teplárny a výtopny spolu s instalovanými parními turbinami a aby bylo dosaženo výnosu právě ve výši diskontní sazby.

3.2 Popis místa zapojení

V parním potrubí vedeném s 1. regulovatelného odběru turbíny TG5 do rozvaděče páry RP4 proudí pára o tlaku 1 Mpa a teplotě 300 °C. Na tomto potrubí je zhotovená odbočka, přes kterou pára dále proudí do RGO3. Aby pára mohla vstupovat do RGO3 musí být redukována na požadované parametry a to se děje v redukčním ventilu, který je umístěn mezi odbočkou a RGO3. Je to jediné místo na celé teplárně, kde dochází k redukci nebo-li ke škrcení páry, po celou dobu. A proto se na tomto místě rozhodli na teplárně v Karviné tento redukční ventil nahradit malou parní turbínou, která bude sloužit nejen

k redukci tlaku, ale také k výrobě elektrické energie. Tato nová instalace využije přebytečné teplo ke zvýšení účinnosti celé teplárny. Redukční ventil zůstává jako záloha pro případ poruchy parní turbíny.



Obrázek č. 30 Redukční ventil [zdroj: vlastní]

Původní stav:

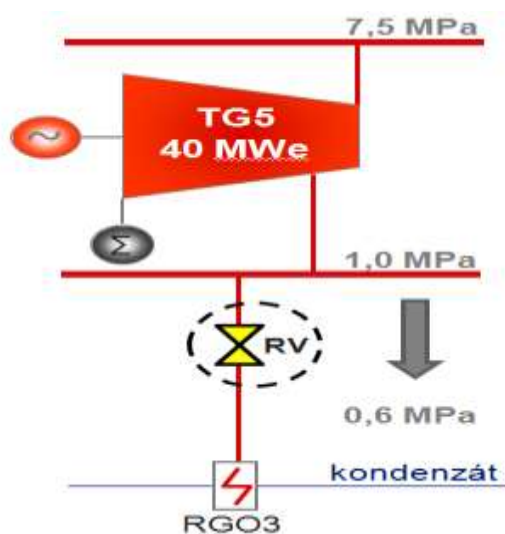


Schéma č. 6 Redukce tlaků páry v redukčním ventilu, z hlediska energie ztrátová [zdroj: vlastní]

Nový stav:

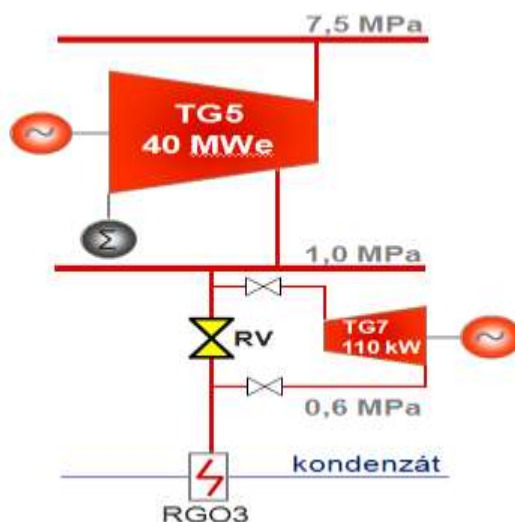


Schéma č. 7 Začlenění parní turbíny, náhrada škrcení, energeticky výhodné [zdroj: vlastní]

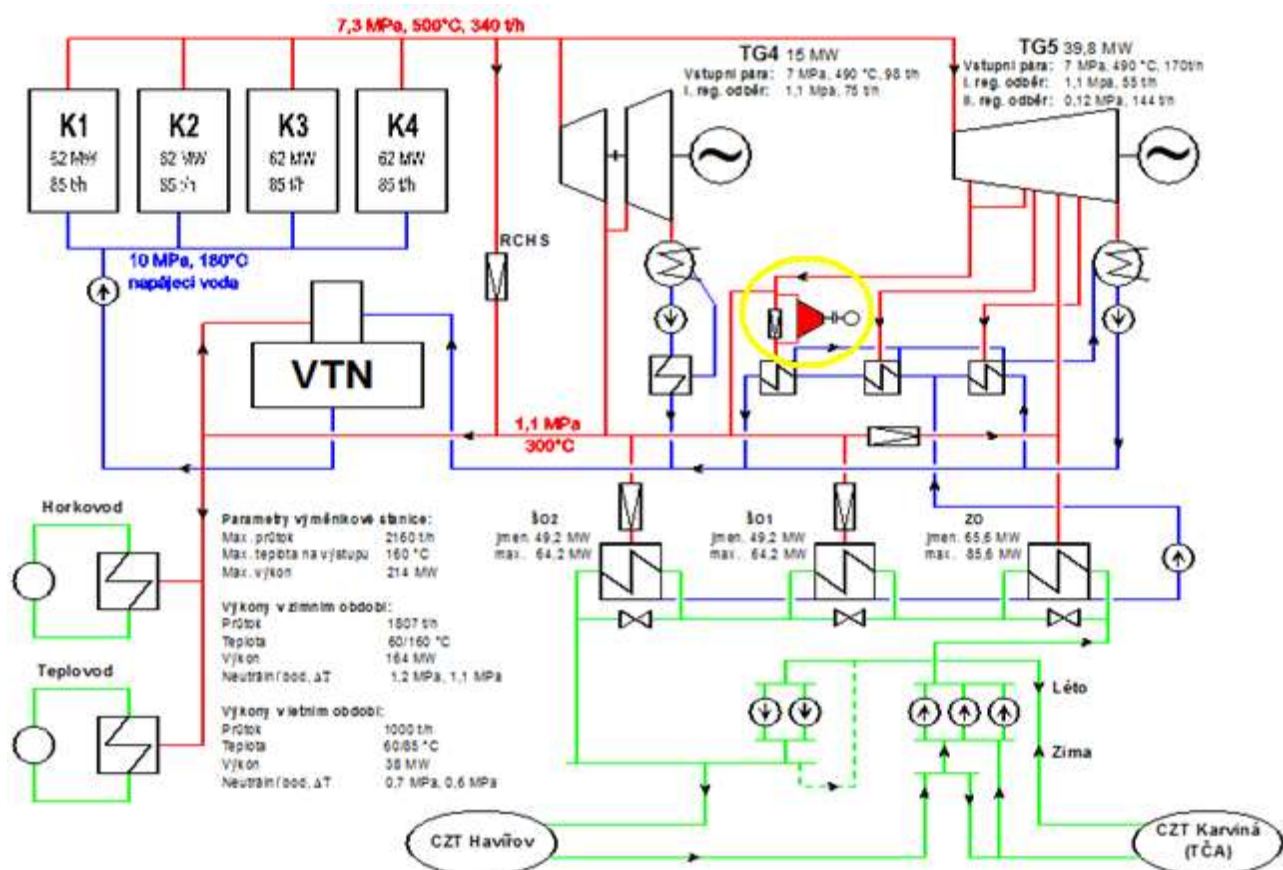


Schéma č. 8 Tepelné schéma po instalaci malé parní turbíny [zdroj: vlastní]

3.3 Typy parních turbín vhodných k instalaci na TKV

Na základě předem daných parametrů jsem poslal několika výrobcům poptávku na dodávku malé vodní turbíny. Nabídku poslalo pět firem. Dle požadovaných parametrů jsem vybral tři, které se mi zdají být nejvhodnější. Pro instalaci přicházely v úvahu tyto typy parních turbín:

Parní turbína STG1 výrobce: PBS ENERGO, a.s. Velká Bíteš

Jde o turbínu s letmo uloženým oběžným kolem. Vzhledem k nízkému zoentropickému spádu je zvoleno radiálně-axiální oběžné kolo, které při těchto parametrech dosahuje vysokých účinností. Opět vzhledem k nízkému izoentropickému spádu je zvolena regulace pomocí natáčivých statorových lopatek. Vyjde potom podstatně lepší výkonová charakteristika ve všech nenávrhových režimech. Při této regulaci mohu udržet turbínu na výkonu při průtocích 2,5 – 10 t/h. Při 2,5 t/h je výkon na svorkách generátoru 0 kW, kvůli tomu samozřejmě nemá cenu turbínu provozovat, takže reálný regulační rozsah je od 3 do 10 t/h.

Při použití klasického statoru s pevnou geometrií lopatek lze pouze škrtit regulačním ventilem před turbínou, což snižuje izoentropický spád na turbíně a tím i výkon. Výkon v návrhovém bodě by byl téměř totožný jako u varianty s natáčivými lopatkami, ale ve spodních režimech výkonové charakteristiky by byl výrazný propad. Při této regulaci mohu udržet turbínu na výkonu při průtocích 6,5 – 10 t/h. Opět ze stejných důvodů, jak již bylo uvedeno výše, je reálný regulační rozsah od 7 do 10 t/h.

Parametry STG I

Typ turbíny	STG I – 0,30 – 1,0 / 0,5
Regulace	natáčivé statorové lopatky
Typ oběžného kola	radiálně-axiální kolo
Tlak na rychlouzávěrnému ventilu	10 bar a
Teplota na rychlouzávěrnému ventilu	300 °C
Průtočné množství pár	10 t/h
Protitlak na výstupní přírubě	5 bar a
Teplota na výstupní přírubě	234 °C
Teplota v páře na výstupu z turbíny	6 357 kW _t
Výkon na svorkách generátoru	301 kW _e
(při účinnosti generátoru 0,950)	

Převodovka

Otáčky

27 000 / 3 026 min⁻¹

Generátor

(asynchronní)

Činný výkon (cos φ = 0,91)

315 kW

Napětí

400 V

Otáčky

3 026 min⁻¹

Krytí

IP 23



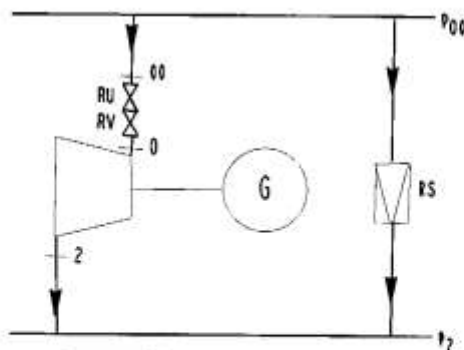
Obrázek č. 31 Turbína STG I - čelní pohled [zdroj: PBS Energo, a.s.]



Obrázek č. 32 Turbína STG I - boční pohled [zdroj: PBS Energo, a.s.]

Zadání od zákazníka :

Nom. hm. tok	m_{nom}	t/h	10
Vstupní tlak	p_{00}	MPa	1,000
Vstupní teplota	t_{00}	°C	300,00
Výstupní tlak	p_2	MPa	0,500
Max. hm. tok	m_{max}	t/h	10
Typ regulace			



Výsledky výpočtu :

			00	0	02
Nominalní hm. tok	m_{nom}	kg/s	2,778	2,778	
Celkový tlak	p	MPa	1,000		
Celková teplota	t	°C	300,00		
Tlaková ztráta va vstupu	dp	%	5,00		
Celková teplota	t	°C		299,38	
Celkový tlak	p	MPa		0,950	
Statická teplota	t	°C		298,96	234,38
Statický tlak	p	MPa		0,947	0,500
Měrná suchost páry	x	1	1,000	1,000	1,000
Izoentropický spád	H_{iz}	kJ/kg	165,24	153,92	
Měrný objem	v	m ³ /kg	0,2586	0,2723	0,4592
Rychlost v potrubí	c	m/s	38,60	40,65	40,65
Izoentropická účinnost na hřídeli	η_{iz}	1			0,800
Nominální výkon na hřídeli	$P_{i,nom}$	kW			342,0
Průměr oběžného kola	D_{it}	mm			
Tepelný výkon	Q_1	kW			6356,6
Ztráty mechanické	z_m	kW			25,0
Nominální výkon na spojce	$P_{sp,nom}$	kW			317,0
Účinnost na spojce	$\eta_{iz,sp}$	1			0,691
Svorková účinnost generátoru	η_g	1			0,950
Nominální svorkový výkon	$P_{sv,nom}$	kW			301,2
Izoentropická účinnost na svorkách	$\eta_{iz,sv}$	1			0,656
Generátor					
Převodovka					

Potrubí :

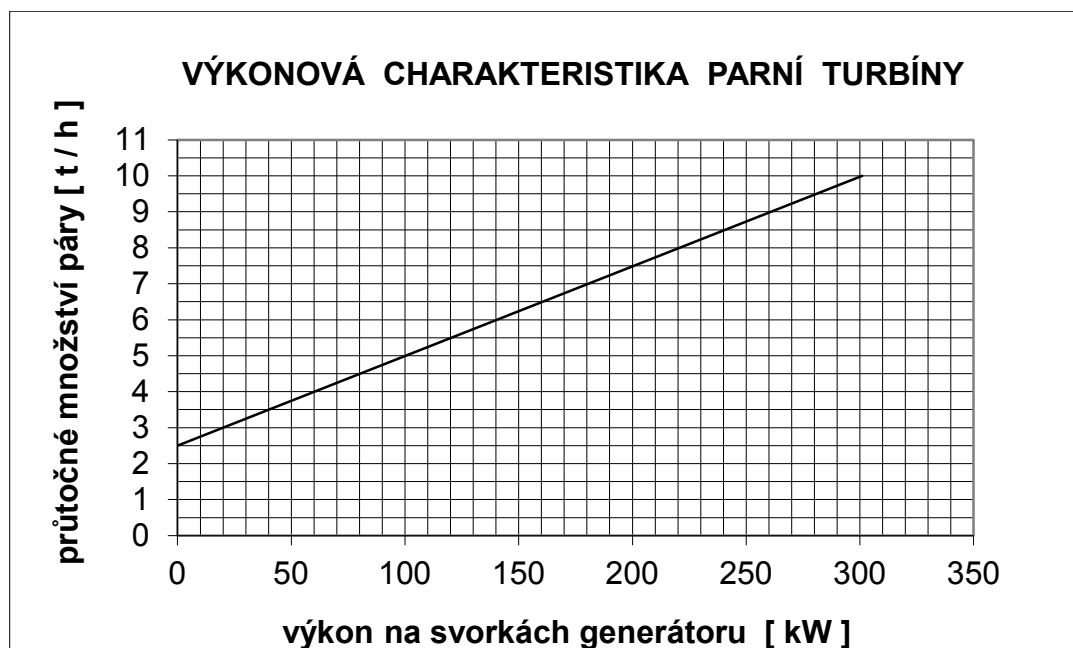
	Jmenovitá světlost	Vnější ϕ potrubí	Stěna	Rychlost páry	Dzeta
	DN [mm]	mm	mm	c [m/s]	[%]
Vstup	150	168,3	5	38,4	0,480
Výstup	200	219,1	6,3	38,1	0,471

Pozn :

Obrázek č. 33 Požadavek na turbínu [zdroj: firemní materiály PBS Energo, s.r.o.]

Typ turbíny STG I – 0,30-1,5/0,5

Vstupní parametry	- tlak	10 bar a
	- teplota	300°C
Výstupní parametry	- tlak	5 bar a



Graf č. 1 Výkonová charakteristika turbíny STG I [zdroj: vlastní]

Vybavení:

- společný rám pro celé turbosoustrojí
- převodová skříň, turbínový modul, generátor
- olejový systém mazání a regulace
- rychlouzávěrný ventil, regulační ventily
- možnost integrace s nadřazeným řídicím systémem
- ucpávkový systém

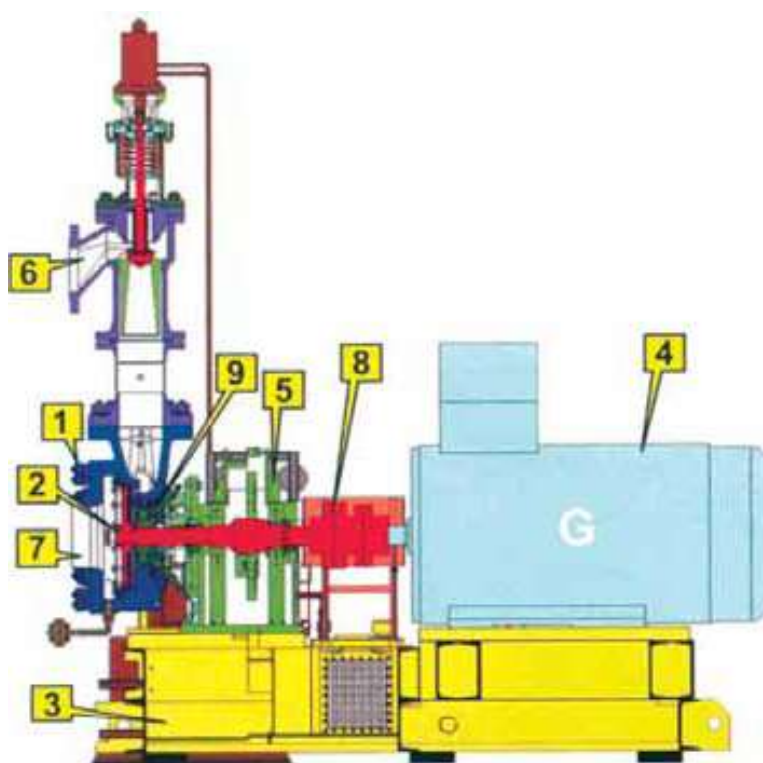
Výhody:

- moderní jednoduchá koncepce
- modulárnost
- vysoká účinnost a spolehlivost
- jednoduchá údržba a uvedení do provozu
- dlouhá životnost
- provozní pružnost
- nízké investiční a provozní náklady
- příznivá cena

Parní turbína TR320 výrobce G-Team, a.s. – o. z. Turbomachinery

Jde o jednostupňovou parní turbínu s integrovanou převodovkou. Vlastní turbínový stupeň je upevněn na převodovku s jedním rychloběžným pastorkem, na kterém je letmo upevněno oběžné kolo turbíny s axiálním lopatkováním s plně ostříknutým oběžným kolem. Skříň je uchycena na převodovku prostřednictvím radiálních per, která umožňují její dilataci a souosost s osou rotace pastorku. Mazání ložisek převodovky je zabezpečeno z olejového systému soustrojí. Převodovka a generátor jsou spojeny spojkou.

Tato turbína je speciálně navržena pro izoentropický spád páry Δh větší než 120 kJ/kg s možností ovládání parciálního ostříku. Stator turbíny je zachycen na převodovku, která redukuje otáčky turbínového kola na otáčky generátoru. Na základovém rámu, jehož součástí je kompletní olejové hospodářství, je umístěna převodovka, která je pomocí pružné spojky spojena s poháněným stojem. Těsnost rotoru zamezující úniku páry je zajištěna speciální mechanickou ucpávkou.



Popis turbíny:

1. stator – těleso turbíny
2. rotor
3. svařovaný ocelový rám
4. asynchronní generátor
5. převodovka
6. vstup páry
7. výstup páry
8. spojka
9. ucpávka

Schéma č. 9 Parní turbíny TR320 [zdroj: firemní materiály G-Team, a.s.]

Parametry TR320

Výkon	200 -700 kW
Množství páry	4-25 t/h
Vstupní tlak páry	0,6-6,3 MPa
Výstupní tlak páry	0,05-1,4 MPa
Vstupní teplota páry max.	420 °C
Velikost betonové základu	1 400 x 2 900 mm



Obrázek č. 34 Parní turbína TR320 [zdroj: G-Team, a.s.]

Vybavení:

- zvedací zařízení na revize
- topení, větrání, osvětlení
- ekologické zabezpečení stavby
- protipožární zabezpečení

Výhody:

- jednoduché provedení, nízké náklady na instalaci
- snadná instalace
- rychlá návratnost
- minimální zástavbové rozměry
- vysoká celková tepelná účinnost
- možná optimalizace účinnosti díky částečnému ostříku
- jednoduchá obsluha a minimální údržba
- životnost minimálně 25 let

Parní turbína NTR 110 výrobce: GWRD, s.r.o. Frýdek-Místek

Technologie spočívá ve využití zbytkové nebo dále nevyužitelné energie syté páry pro následnou výrobu elektrické energie. Uvedená energie média se efektivně využije díky téměř celému přenosu síly působící na rotor turbíny. Z daného rozsahu expanze páry mezi jejími vstupními a výstupními teplotními a tlakovými hodnotami vyplývá účinnost přeměny energie média na elektrickou energii na cca 70 a více %.

Princip se zakládá na axiálním nebo radiálním provedení rotoru, ve které jsou lopatky nahrazeny jednoduchými prvky např. dráty kruhového, eliptického či jiného průřezu.

Výhodou oproti klasickým lopatkovým rotorům turbíny je možnost práce stroje v režimu mokré páry bez projevu kavitace a jiného opotřebení rotoru a skříně turbíny, ucpávek, trysek atd.

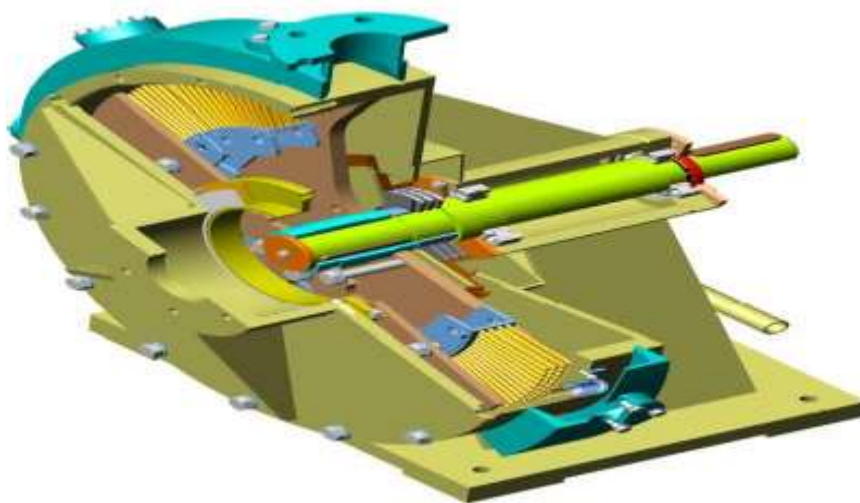
Tato turbína je vhodná obecně pro průmyslová odvětví, kde:

- je před kondenzací dále nevyužitá odpadní páry
- neexistuje možnost využití brýdové páry z odplynění
- se provozuje škrcení páry z důvodu požadavku nižšího tlaku a teploty na vstupu do technologie
- je možnost zvýšení výkonu parního kotle pro pohon malé turbíny následným využitím tepla pro ohřev nebo technologii
- se uvažuje o kogeneraci nebo se hledají možnosti výroby elektrické energie z biomasy

4 Náporová turbína [5,6]

Pro instalaci na Teplárně Karviná jsem zvolil nové řešení parní turbíny NTR110 od firmy GWRD Frýdek-Místek. Jedním z důvodů jsou její nízké investiční náklady a tím i kratší doba jejich návratnosti. Turbína má i řadu dalších výhod, které zmiňuji v závěru. Při výběru vhodné turbíny jsem vycházel z optimálních navrhovaných veličin, ze zhodnocení technických a ekonomických podmínek, v nichž bude turbína pracovat.

4.1 Popis turbíny



Obrázek. č. 35 Řez náporovou turbínou [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]

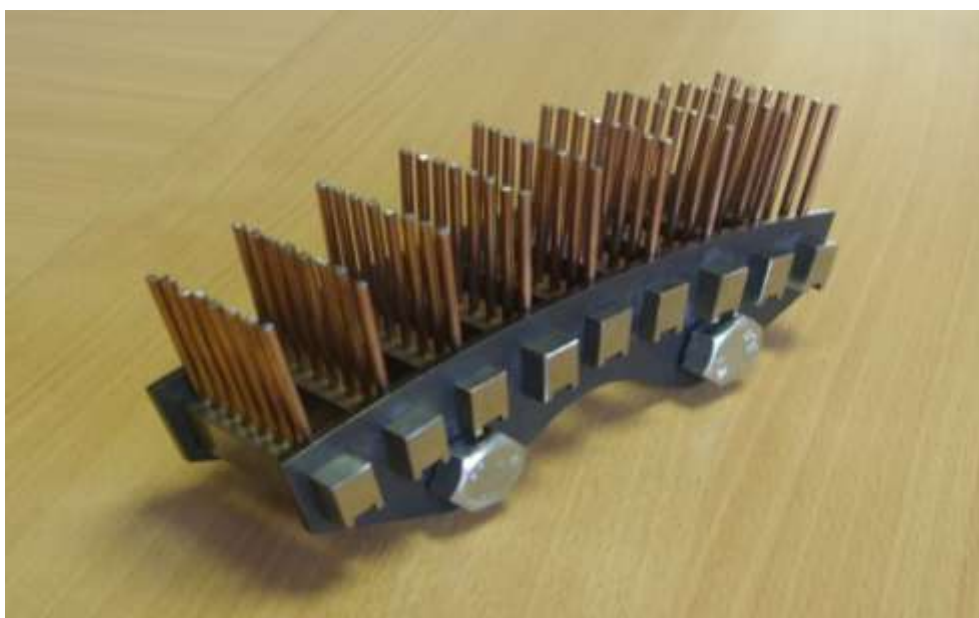
Na hřídeli, která je uložena ve valivých ložiscích a z jedné strany přímo spojená spojkou s generátorem, je uloženo turbínové těleso.

Přímé spojení hřídele s generátorem bez převodového ústrojí zjednodušuje údržbu, provozní náklady a zjednodušuje výrobu turbogenerátoru. Náporová turbína vyžaduje pro dosažení vysoké účinnosti dosti velké obvodové rychlosti. Je dimenzována na 3000 ot./min. Obvodová rychlost turbínového kola je v ideálním případě rovna třetině rychlosti plynu vytékajícího z trysky a tomu odpovídá průměr tělesa turbíny.

Hřídel turbogenerátoru je uložena ve valivých ložiscích. Na levé straně této hřídele na Obr. č. 35 je suvně uloženo těleso turbíny. Těleso turbíny je tvořeno dvěma disky – viz Obr. č. 36 mezi ně jsou vloženy „kartáče“ – viz obr. č. 37, které obsahují náporové prvky. Náporové prvky mohou být nejrůznějšího tvaru, ale z důvodu jednoduchosti výroby je používán kruhový průřez těchto prvků, čili dráty.



Obrázek č. 36 Disk tělesa turbíny [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]



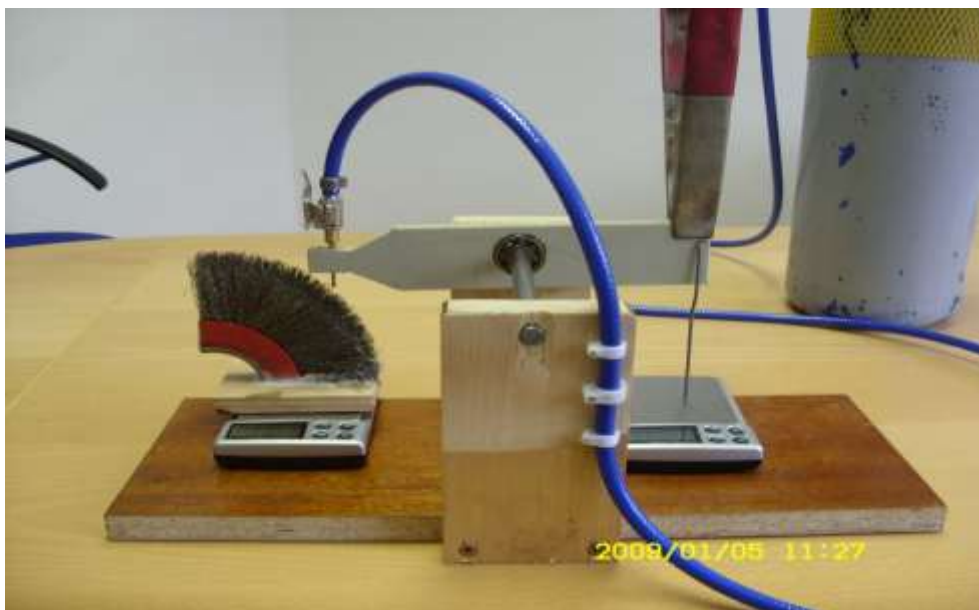
Obrázek č. 37 Blok kartáčů [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]

4.2 Princip řešení

4.2.1 První poznatky a zkoušky

Při zkouškách foukání plynu z trysky na drátěný kotouč se zjistilo, že při tloušťce 2 až 3 cm drátěného kotouče jej nebylo možno profouknout. Přitom rychlost vzdušiny vystupující z trysky byla nadkritická.

Na základě tohoto poznatku bylo postaveno zkušební zařízení, viz Obr. č 38., na kterém je vidět ve spodní části na levé a pravé straně siloměry měřící sílu.



Obrázek č. 38 Zkušební zařízení [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]

Uprostřed stojí dvouramenná páka, jejíž jeden konec se přes opěru opírá o pravý siloměr a v levém konci páky je zastrčena tryska. Na levém siloměru je pak postavena $\frac{1}{4}$ drátěného kotouče tak, aby tryska umístěna na páce na tento kotouč foukala. Jakmile se spustí plyn, je akční sílu možno měřit na pravém siloměru a reakční sílu na levém siloměru.

Při porovnávání obou silových hodnot bylo zjištěno, že kinetická energie plynu vycházejícího z trysky se přeměňuje na sílu až do 95% hodnoty akční síly. Z toho vyplývá, že kinetická energie plynu vycházejícího z trysky se přeměňuje na sílu až s 95% účinností.

Závěr plynoucí z tohoto měření byl, že je možno postavit energetický stroj, ve kterém by docházelo k přeměně kinetické energie na obvodovou sílu na rotoru a to tak, že dochází k náporu vzdušiny na jednotlivé prvky mechanického kartáče. Pro první přiblížení si lze představit drát, na který fouká plyn a kinetická energie plynu se při dopadu přemění na sílu a ztráty vířením.

Měření ukazují, že vířivé ztráty při přeměně kinetické energie v kartáči na sílu jsou velmi malé (zřejmě nižší než 5 %) a to způsobuje, že expandovaný plyn po průchodu drátěným kartáčem se ohřívá jen nepatrně.

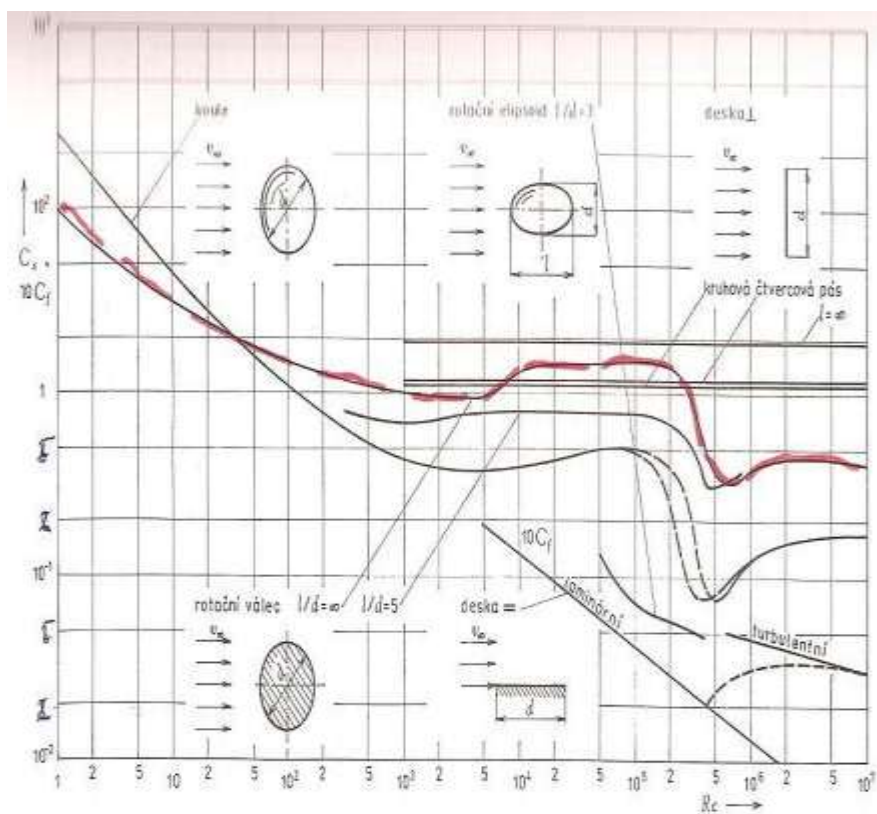
Přeměna kinetické energie na sílu v turbině se děje na aerodynamickém principu. Je tedy docela adekvátní aerodynamickému působení vzdušiny v klasické turbině.

Vyjde-li se z jednoduchého předpokladu, že náporové prvky, na kterých se mění kinetická energie plynu na sílu, jsou dráty vetknuté do tělesa rotoru.

Silové působení vzdušiny proudící kolmo na drát lze odvodit z koeficientu C_x z Obr. č.39a nebo Obr. č.39b

Těleso	Schéma	a/b	C_x	$Re = \frac{v_{\infty} \cdot b}{\nu}$
deska			2.01	nezávisl.
válec			1.2 0.33	$8,8 \cdot 10^4$ 10^6
deska se zaoblenými konci		0.833	0.672	
eliptický válec		2.5 3 až 3.5 4	0.13 0.11 0.12	$Re > 10^5$
válec s protilehlými minimálními odpory		0.055 0.085 0.125 0.197 0.2	0.672 0.127 0.090 0.078 0.06	$1,4 \cdot 10^5$
hranice			1.53	včetně nezávisl.
válec ze dvou		1 2 3 4 6 30	0.13 0.27 0.31 0.56 0.67 0.85	$Re > 10^5$ ($\cdot 2 C_x$ *)
eliptický válec ze dvou		a/t 1 2 3 4	0.5 0.76 0.90 0.96	$Re > 10^5$ ($\cdot 2 C_x$ **)

Obrázek č. 39a Silové působení vzdušiny [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]



Obrázek č. 39b Silové působení vzdušiny [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]

Z obrázků je zřejmé, že pro dostatečně velké hodnoty Reynoldsova čísla se velikost hodnoty C_x kruhového průřezu blíží hodnotám lopatkových profilů. Přitom energetické ztráty vzdušiny třením po povrchu jsou u drátu nebo profilu přibližně stejné.

Účinnost nového systému je srovnatelná s účinností klasických turbin právě proto, že se jedná o aerodynamickou přeměnu kinetické energie s minimálními ztrátami třením a vířením vzdušiny.

4.2.2 Princip činnosti turbíny

Turbína funguje tak, že tlaková pára je dodávána z přívodního potrubí na obvod turbíny. Na obvodu turbíny je navařeno potrubí, které je modře vybarveno – viz Obr. č. 35. Z tohoto prostoru je pak pára přes trysku tečně foukána na náporové prvky (dráty). Entalpie páry před tryskou se změní v kinetickou energii za tryskou. Pára pak při kontaktu s jednotlivými prvky drátěného kartáče jim předává svou hybnost. Konstrukce turbíny je provedena tak, aby po opuštění drátěného kartáče pára po Archimédově spirále se nuceně pohybovala do středu turbíny. Zde je pak vyváděna z kola turbíny ven.

4.3 Konstrukční řešení

Na Obr. č. 37 je vidět jeden ze segmentů, ve kterém jsou umístěny náporové prvky. Tyto segmenty jsou umístěny do oběžného kola, což je zřejmé z Obr. č. 36. Toto konstrukční řešení je složeno z velmi jednoduchých prvků, je velmi levné a umožňuje využít pro výrobu turbin válcované nebo drátěné prvky různých profilů, které jsou velmi levné a nepotřebují drahé a složité opracování. Přitom účinnost tohoto systému je stejná jako systému vytvořeného z lopatkových mříží s precizním opracováním. Ze systému, který je použit a z Obr. č. 39 b vyplývá, že přeměna kinetické energie se realizuje výhradně na té řadě náporových prvků, na kterou energie dopadá. Druhá řada, která je za první řadou ve směru proudění vzdušiny se na přeměně kinetické energie na sílu již podílí minimálně. Tato skutečnost ve svém důsledku způsobuje, že k podstatné přeměně kinetické energie na sílu dochází na velmi malém úseku obvodu, a proto jsou rozměry turbíny malé a turbína může dosahovat velkých výkonů. Z dalších studií vyplývá celá řada nových námětů pro konstrukční řešení turbíny. Jedno z nich je, že jednotlivé prvky turbíny by bylo možno dělat z uhlíkových vláken. To by umožnilo využít turbínu pro provoz ve vysokých teplotách, např. pro spalovací turbíny.

4.3.1 Prototyp náporové turbíny - Energetika, a.s. Třinec

Konstrukční řešení je zřejmé z následujících obrázků. Turbína na Obr. č. 40 a 41 byla zkonstruována na výkon 30 kW. Hnacím médiem je pára z chlazení kyslíko-konvertorového procesu, která mění často své parametry v několika vteřinách.

Pára má vstupní teplotu od 140°C do 350°C , tlak páry se mění od 3 barů do 10 barů. Turbína pracuje do protitlaku od 1 do 2 barů. Protitlak se také často mění. Výtoková rychlost páry z trysky je nadkritická a tato turbína pracuje jako turbína rázová adiabatická.

Kolo turbíny má průměr 650 mm a pracuje na pevné ose s motorgenerátorem 50 otáčkami za sec..



Obrázek č. 40 Čelní pohled na turbínu 1 [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]



Obrázek č. 41 Čelní pohled na turbínu 2 [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]



Obrázek č. 42 Boční pohled na turbinu [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]

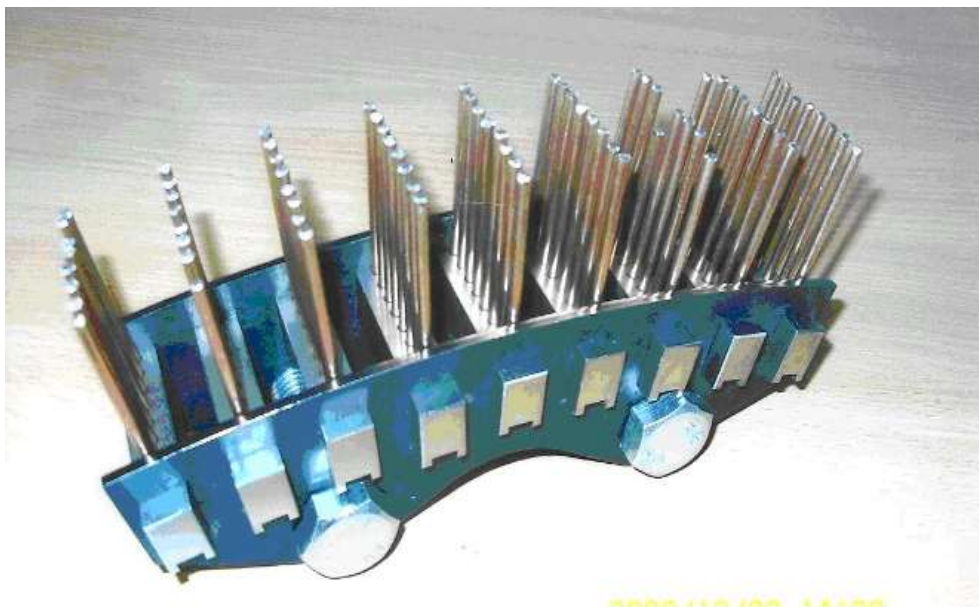


Obrázek č. 43 Pohled na vnitřní skříň turbíny [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]



Obrázek č. 44 Turbinové kolo průměru 650 mm [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]

Výrobní náklady na tuto 100 kW turbínu byly nižší než 100 000,- Kč. Potřeby strojního opracování byly minimální. Plášť turbíny byl vyroben jen skružováním a svařením, bez opracování vnitřku tělesa.



Obrázek č. 46 Blok kartáčů [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]



Obrázek č. 47 Turbinové kolo- pohled na kartáče [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]

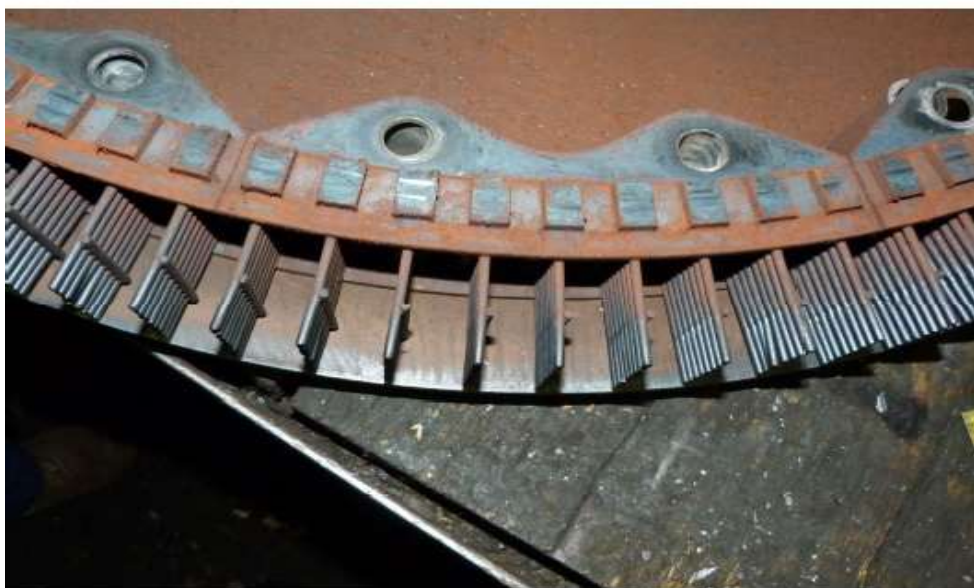


Obrázek č. 48 Turbínové kolo [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]

Co se týče životnosti jednotlivých prvků turbíny, nechala společnost GWRD turbínové kolo po 1,5 roce provozu demontovat – viz Obr. č. 49 a Obr. č. 50. Turbína byla zevnitř silně zanesená hematitem, který se vylučoval v turbíně zřejmě z přívodního potrubí páry k turbíně. Tato skutečnost nemá vliv na provoz a účinnost turbíny. Na fotografii jsou rovněž vidět konce jednotlivých náporových prvků, které jsou kovově čisté, ale nejsou vůbec opotřebované.



Obrázek č. 49 Fragment turbínového kola [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]



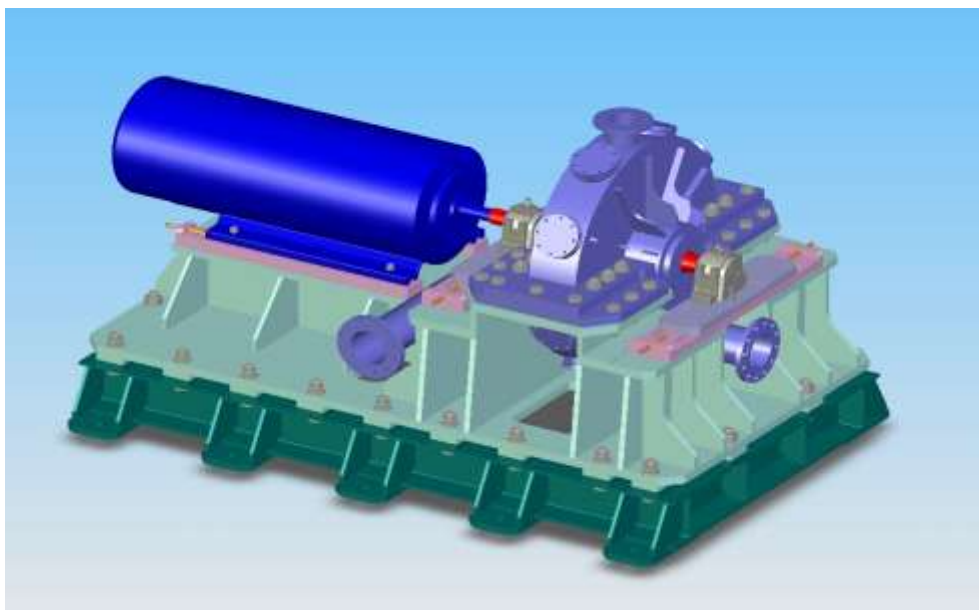
Obrázek č. 50 Fragment turbínového kola s kartáči [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]



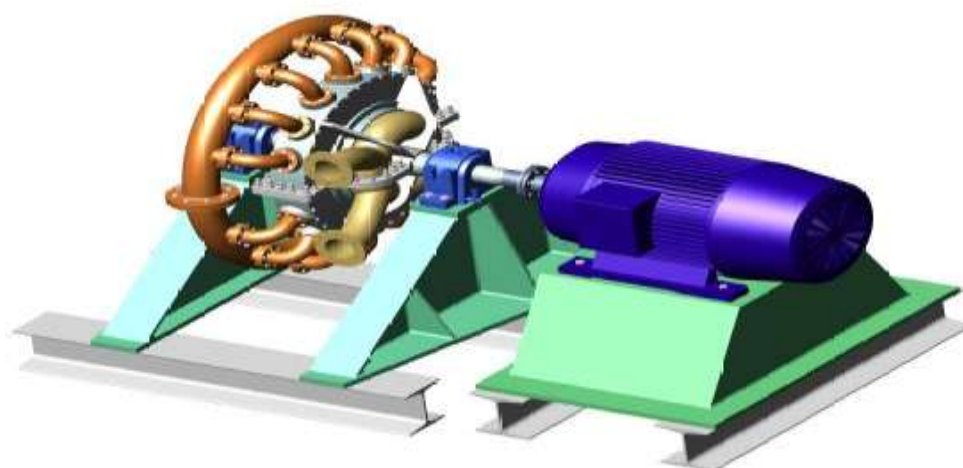
Obrázek č. 51 Svařenec [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]

4.4 Možnosti použití a vývoje této technologie

Princip turbíny neomezuje stavbu turbín co do velikosti. Na tomto principu je možno postavit stroje o výkonu 0,5 až 1 MW a více.



Obrázek č. 52 Návrh stroje o výkonu až 3 MW [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]



Obrázek č. 53 Návrh náporové turbíny o výkonu 0,5 až 1 MW [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]

Jednoduchost technologie a její nízká cena umožňují s výhodou využití této turbíny i pro technologie pro uskladnění tepelné energie a její zpětné využití pro výrobu elektrické energie ve špičkách. Dále je možno pomocí této technologie využít nízkopotenciální teplo nebo teplo ze spalín o teplotě pod 200 °C k výrobě elektrické energie.

Umožňuje provozování stroje jako spalovací turbíny. Turbínu je možno také využít při spalování biomasy, biologických a komunálních odpadů, a nebo v předávacích výměňkových stanicích

Jednoduché obvodové dráty turbíny lze jednoduše vyrábět např. z titanu nebo kompozitu uhlíku a překročit tím parametry tepelných a odstředivých sil dnešních parních a spalovacích turbin.

Možnost stavby turbín a elektráren pracujících s výrobou elektrické energie na principu Ericsonova cyklu s následnou výrobou páry.

Použití navrženého řešení jako Ericsonův-Braytonův rovnotlaký cyklus (viz *Schéma č. 11*) s tím, že ohřev komprimovaného vzduchu se provede v ohništi v kotli a po expanzi se odpadní ohřátý vzduch bude vhánět jako předehřátý spalovací vzduch do kotle pod spalovací rošt. Tento cyklus nemá odpad tepla. Účinnost tohoto cyklu bude tak vysoká, jak vysoká bude účinnost kotle a ta by mohla dosahovat 70 až 80 % (výrazné zvýšení účinnosti).

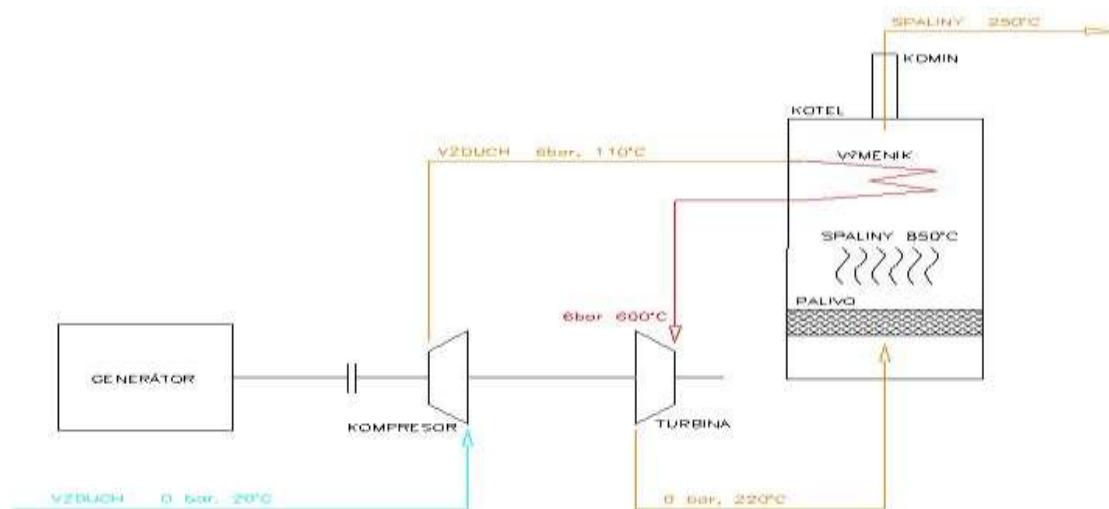


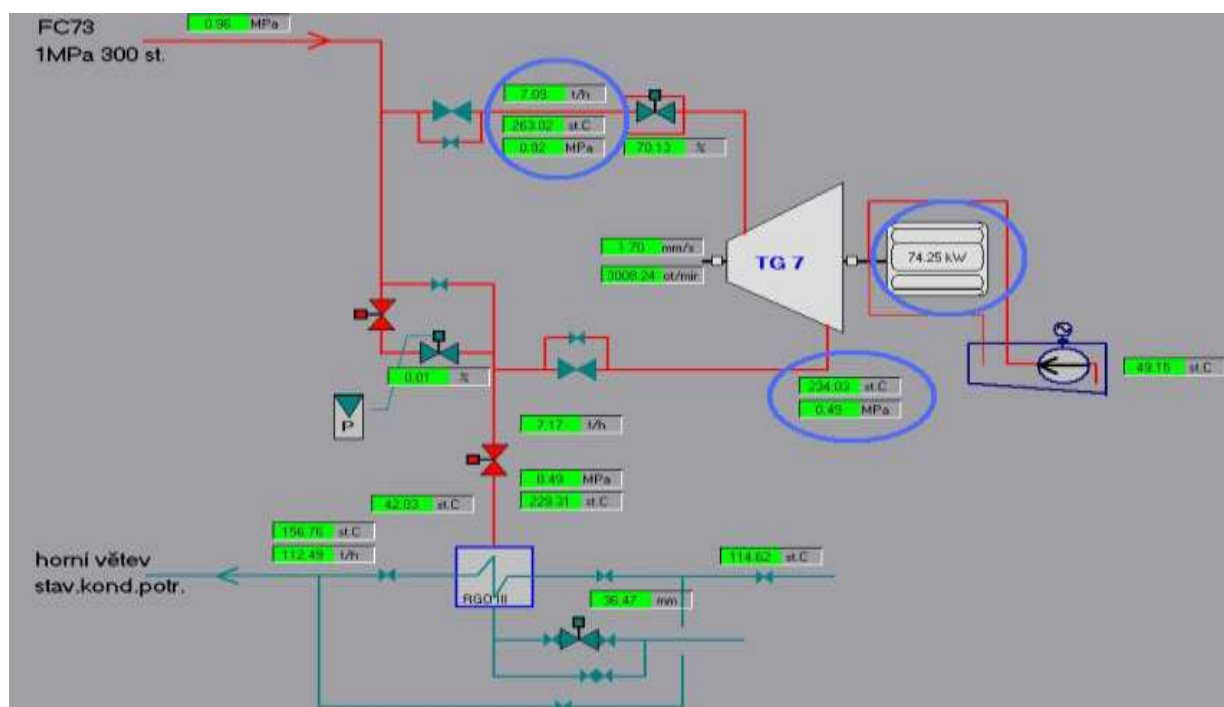
Schéma č. 11 Ericsonův--Braytonův rovnotlaký cyklus [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]

5 Hodnocení funkce turbíny [8]

Hodnocení funkce navrhované turbíny bude možné provést až po nějaké době provozu. Navrhují dobu jednoho roku. Pak bude možné provést výpočet přímé a porovnávací účinnosti a také měrné spotřeby. Teoretický možný postup popisují níže.

Výpočet by se provedl na základě hodnot, které by byly dodány z velína teplárny. Jednalo by se o tyto následující veličiny:

Množství páry vstupující do turbíny	m_p	[t/h]
Teplota páry na vstupu do turbíny	t_1	[°C]
Tlak páry na vstupu do turbíny	p_1	[Mpa]
Teplota páry na výstupu z turbíny	t_2	[°C]
Tlak páry na výstupu z turbíny	p_2	[Mpa]
Výkon generátoru turbíny	P	[kW]



Obrázek č. 54 Pohled na měřená data na monitoru [zdroj: vlastní]

Výše uvedené veličiny by se snímaly a zapisovaly každých pět minut 24 hodin denně po dobu jednoho roku. Hodnoty by se zpracovaly v programu Excel a to tak, že jednotlivé dny a měsíce v roce by byly zprůměrovány. Výpočet přímé a porovnávací účinnosti a měrné spotřeby energie by byl proveden na základě teorie a vzorců, které jsou zmíněny v kapitole 5.1 Přímá a porovnávací účinnost a 5.2 Měrná spotřeba energie.

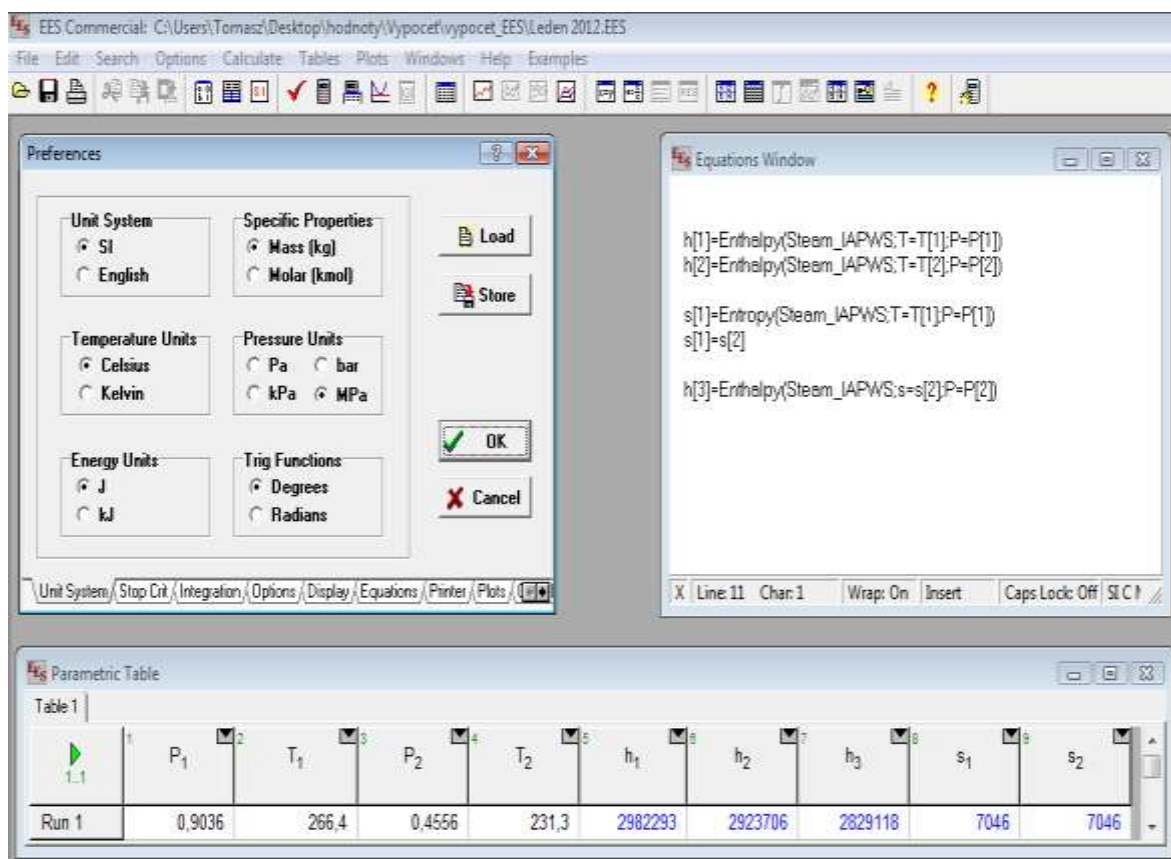
Pro výpočet přímé a porovnávací účinnosti, měrné spotřeby energie, bylo by nutné zjistit entalpii páry na vstupu do turbíny, entalpii páry na výstupu páry z turbíny a také izoentropickou entalpii

Entalpie na vstupu a výstupu z turbíny i_1 a i_2 [J/kg] by se vypočetla pomocí vstupních a výstupních tlaků a teplot.

Pro výpočet izoentropické entalpie, by bylo nutné nejdřív zjistit entropii páry na vstupu do turbíny pomocí příslušných tlaků a teplot. Entropie páry na vstupu do turbíny je shodná s entropií páry na výstupu páry z turbíny.

Entalpie izoentropická by se vypočetla pomocí entropie páry na výstupu turbíny a výstupního tlaku, který se nemění.

Výpočet těchto entalpií by se provedl pomocí rovnic v programu EES.



Obrázek č. 55 Náhled na programové okno EES [zdroj: vlastní]

Popis programového okna EES:

Výpočet by byl proveden v základních jednotkách soustavy SI. Tyto jsou pro názornost uvedeny na obr. č. 55 vlevo nahoře. A podle rovnic umístěných na obrázku vpravo. Ve spodní části obrázku je znázorněná tabulka s vypočtenými entalpiemi a entropiemi. Tyto jsou označeny modrou barvou. Součástí tohoto výpočtu by byly také: i-s diagramy.

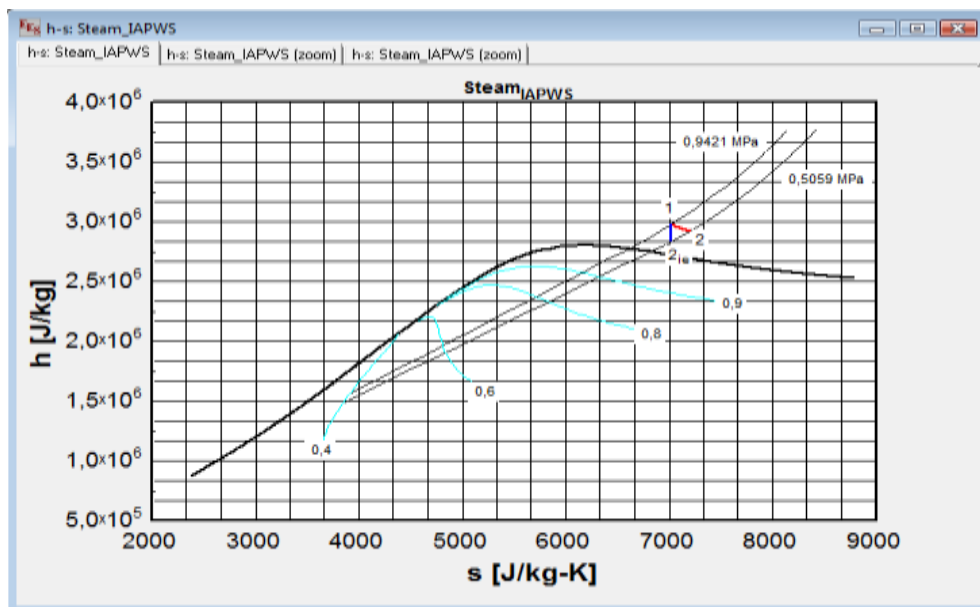


Diagram č. 2 i-s diagram expanze páry [zdroj: vlastní]

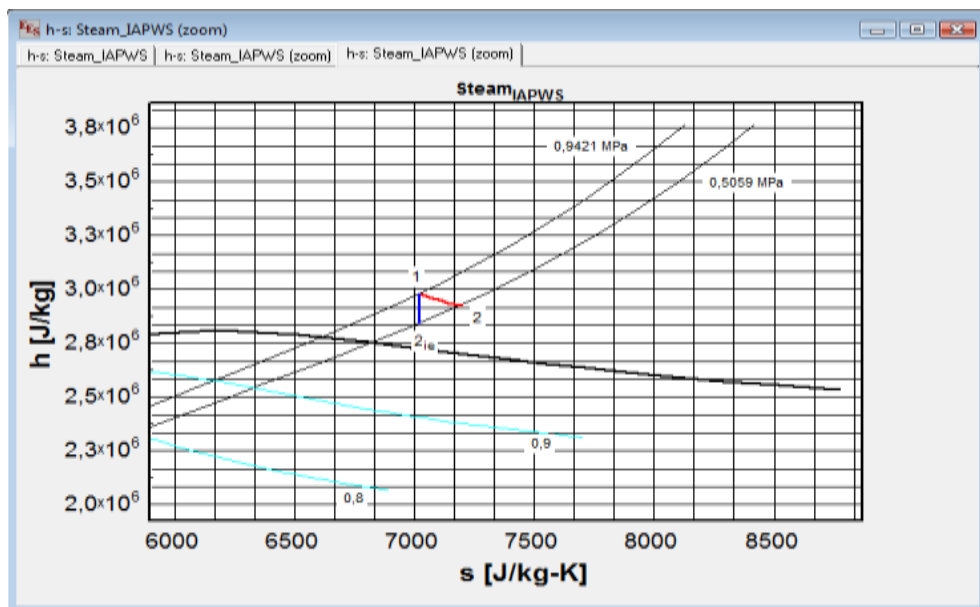


Diagram č. 3 i-s diagram expanze páry - detail [zdroj: vlastní]

**Tento i-s diagram popisuje expanzi páry ze vstupního tlaku p_1 na výstupní tlak p_2
na turbíně:**

- Bod 1** popisuje entalpii páry na vstupu do turbíny o tlaku p_1 [Mpa]
a teplotě t_1 [°C]
- Bod 2** popisuje entalpii páry na výstupu z turbíny o tlaku p_2 [Mpa]
a teplotě t_2 [°C]
- Bod 2_{ie}** popisuje izoentropickou entalpii páry na výstupu z turbíny, bod byl určen
na základě tlaku p_{ie} a pomoci entropie, která u ideálního děje je neměnná.
- Křivka 1 – 2_{ie}** popisuje ideální izoentropickou expanzi páry.
- Křivka 1 -2** popisuje skutečnou adiabatickou expanzi páry.

Ve statorech turbín dochází k expanzi pracovní látky, k transformaci entalpie na energii kinetickou. Zákonitosti tohoto děje lze zjednodušeně sledovat během idealizující izoentropické expanze 1-2_{ie} plynu, probíhající bez nežádoucího rozptylu energie, za konstantní entropie s_1 .

Od ideální, izoentropické 1 – 2_{ie} expanze se průběh skutečné adiabatické přeměny 1-2 vlivem rozptylu energie označovaných jako „ztráty energie“ odchyluje, probíhá s narůstající entropií. Adiabatická expanze 1-2 má v důsledku hydraulických ztrát doprovázejících proudění – průběh polytropický.

I průtok rotorem je doprovázen třením zvyšujícím entalpii plynu, v diagramu leží tato změna na linii 2_{ie} – 2. Stav plynu vystupujícího z rotoru turbíny je v diagramu označen bodem 2. Kinetická energie pracovní látky opouštějící turbínu je považována za nežádoucí rozptyl energie. Podle zavedených zvyklostí je průběh transformace energie při průtoku plynu turbínou popisován vznikem vnitřních ztrát.

5.1 Přímá a porovnávací účinnost

Přímá (tepelná) celková účinnost η_c , jakožto poměr výkonu turbosoustrojí P_G a příkonu energie P_{PR} přiváděným do turbíny hmotnostním tokem páry \dot{m} .

Vyjadřuje celkové využití energie ve skutečném termodynamickém oběhu, takže hodnotí současně účinnost ideálního RC oběhu, turbíny i generátoru.

$$\eta_c = \frac{P_G}{P_{PR}} = \frac{P}{\dot{m}_p \cdot (i_1 - i_2)} \quad [-] \quad (7)$$

P_G [W] je výkon generátoru, který je snímán a zasílán do centrálního počítače na velín teplárny (měřená veličina).

P_{PR} [W] je příkon energie, který byl vypočten jako množství páry [t/h] vstupující do turbíny vynásobeno rozdílem entalpií páry vstupující do turbíny i_1 a entalpií páry vystupující z turbíny i_2 [J/kg].

K vyhodnocení ztrát samotné turbíny jsou definovány účinnosti porovnávací (termodynamické), srovnávající výkon stroje skutečného P_G na spojce mezi motorem a generátorem s výkonem stroje ideálního P_{ie} . Porovnávací účinnosti se používají také u kompresorů. Jestliže je za ideální turbínu považován motor pracující beze ztrát s izoentropickou expanzí, je jeho výkon:

$$P_{IE} = \dot{m}_p \cdot (i_1 - i_{2ie}) \quad [W] \quad (8)$$

Pak porovnávací nebo lépe izoentropická účinnost turbíny je měřítkem jakosti, dokonalosti turbíny.

$$\eta_{ie} = \frac{P_{PR}}{P_{IE}} = \frac{\dot{m}_p \cdot (i_1 - i_2)}{\dot{m}_p \cdot (i_1 - i_{2ie})} \quad [-] \quad (9)$$

5.2 Měrná spotřeba energie

$$C = \frac{\dot{m}_p \cdot (i_1 - i_2)}{P} = \frac{1}{\eta_c} \quad [-] \quad (10)$$

Měrná spotřeba energie srovnává množství tepelné energie vstupující do turbíny s výkonem celého turbosoustrojí.

6 Statický výpočet potrubí na TKV [2]

Součástí návrhu parní turbíny je i konstrukční řešení rozhodujících uzlů potrubního systému stávajícího rozvodu páry.

Ke konstrukčním požadavkům na tlak musí být potrubní systém konstruován tak, aby odolal účinkům vlastní tíhy a jiných zařízení a musí být analyzován na účinky teplotní roztažnosti, nebo kontrakce. Všechny potrubní systémy musí mít příslušnou pružnost, aby nedošlo k selhání potrubí, nebo podpěr z přepětí, nebo únavy, nebo aby nedošlo k netěsnostem. Rovněž se musí zabránit vzniku škodlivých napětí nebo deformacím v zabudovaném zařízení (armatury), nebo v připojených zařízeních (nádoby, turbína, čerpadlo...). Zvláštní pozornost musí být věnována poměrným deformacím od posuvů od teploty, nebo externě vyvolaných posuvů, nebo posuvů podpěr. [EN 13480-3]

6.1 Popis potrubí turbogenerátoru

Jedná se o popis potrubí pro statický výpočet ST parovodu (LBG10) a PT parovodu (LBG20) turbogenerátoru 110 kW.

6.1.1 Potrubí středotlaké (ST) páry

Parametry ST páry:	teplota:	300 °C
	tlak:	12 bar (a)
	zkušební tlak:	33,5 bar (a)
	materiál potrubí:	12022.1

Středotlaká pára je na podlaží +7,0 m strojovny vyvedena ze stávajícího potrubí LBS30 BR010 DN200. Parovod LBG10 BR010 DN150 je uložen pomocí pružinového závěsu SH4 a kotevního stojanu. Do potrubí je vložena mezi přírubová clona DN150. Uzavírací armaturu tvoří na trase LBG10 BR010 šoupátko S30 (LBG10 AA001 DN150). Z důvodu prohřívání parovodu při najíždění je šoupátko opatřeno obtokem LBG10 BR11 DN25 s uzavíracím ventilem LBG10 AA701. Regulačně uzavírací ventil LBG AS001 slouží pro regulaci turbogenerátoru podle výstupního tlaku a rychlé ostavení turbogenerátoru od přívodní páry. K ventilu LBG10 AS001 musí být přivedeno vzduchové potrubí pro správnou funkci tohoto ventilu. Potrubí bude zkoušeno zkušebním tlakem 33,5 bar (a).

6.1.2 Potrubí protitlaké (PT) páry

Parametry PT páry:	teplota:	160 °C
	tlak:	8 bar (a)
	zkušební tlak:	15,2 bar (a)
	materiál potrubí:	12022.1

Protitlaká pára je vedena z výstupního hrdla turbogenerátoru potrubím LBG20 BR010 dimenze 273x6,3 se zpětnou klapkou LBG020 AA803 a uzavírací klapkou LBG20 AA002 do potrubí LBS31. Obě výše uvedené klapky jsou vybaveny obtokem DN25. Potrubí DN250 je uloženo pomocí pevného bodu a pružinového závěsu SH1. V systému protitlaké páry je na trase LBG20 BR010 umístěn pojišťovací ventil LBG20 AA902 DN100/100 typ P16 217 540.0, jehož výfuk je veden trasou LBG20 BR011 DN100 a je zaústěn do stávajícího potrubí odfuku. Pojistný ventil bude nastaven na tlak B bar (a). Potrubí bude zkoušeno zkušebním tlakem 15,2 bar (a).

6.2 Výpočet potrubí turbogenerátoru

Postup výpočtu:

- Nejdříve se provede výpočet návrhu tloušťky stěny trubky a oblouků dle příslušné normy.
- Následně se pomocí speciálního softwaru sestaví výpočtový model.
- Výpočtový model se podrobí analýze a provede se hodnocení jednotlivých (požadovaných) kritérií dle EN 13480-3.



Obrázek č. 56 Výpočtový model potrubí – náhled na programové okno
[zdroj: ENEZA, s.r.o.]

Caepipe : Layout (99) - [karvina test2.mod (C:\Users\lgajdzica)]

File Edit View Options Loads Misc Window Help

#	Node	Type	DX (mm)	DY (mm)	DZ (mm)	Matl	Sect	Load	Data
1	Title = turbina								
2	10	From							Anchor
3	40	From		-816	250				Anchor
4	přívodní pára								
5	10	From							Flange
6	100	Reducer			140	1	150	1	Flange
7	110	Valve			350	1	100	1	Flange
8	11	Reducer			140	1	150	1	
9	120	Bend			96	1	150	1	
10	125		176.777		176.777	1	150	1	
11	125	Location							Limit stop
12	125	Location							
13	125	Location							
14	125	Location							
15	130		173.223		173.223	1	150	1	Welding tee
16	140			1402		1	150	1	Flange
17	150	Rigid		64		1	150	1	Flange
18	155			1250		1	150	1	User hanger
19	160			1311		1	150	1	Flange
20	170	Valve		350		1	150	1	Flange
21	180	Bend		284		1	150	1	
22	185		-310.73		627.253	1	150	1	
23	190	Bend	-279.27		563.747	1	150	1	
24	200			-1000		1	150	1	Unrein tee
25	130	From							
26	131			-200		1	150	1	
27	parovod 1,2MPa								
28	200	From							
29	205				2600	1	200	1	User hanger
30	210	Bend			2600	1	200	1	
31	220	Bend	-2100			1	200	1	
32	230			-3161		1	200	1	Flange
33	240	Valve		225		1	200	1	Flange

Obrázek č. 57 Výpočet tloušťky stěny potrubí a oblouků – náhled na programové okno
[zdroj: ENEZA, s.r.o.]

Tento výpočet byl proveden pomocí výpočtových vztahů dle ČSN EN 13480 -3 v programu Excel. Výpočtové vztahy jsou uvedeny v příloze č. 6.

Potrubí ST páry – návrh tloušťky stěny trubky

IDENTIFIKAČNÍ ÚDAJE			
Název projektu	Parní potrubí náporové turbíny TKV		
Číslo projektu	92 516		
Název potrubní trasy	Potrubí přívodu páry 1,1 MPa		
KKS potrubní trasy	LBG10 BR010		
Médium	Pára		
Rozměr počítaného elementu	DN	150	–
Druh trubky	Bezešvá ocelová trubka		
Navrhovaný materiál	12 022.1		

PARAMETRY MÉDIA			
Nejvyšší dovolená teplota	TS	300	°C
Nejvyšší dovolený tlak	PS	1,3	MPa
Výpočtová teplota	t_c	350	°C
Výpočtový tlak	p_c	1,3	MPa

MECHANICKÉ VLASTNOSTI MATERIÁLU			
Mez pevnosti (minimální hodnota)	R_m	440	MPa
Mez kluzu materiálu při teplotě 20°C	$R_{He}, R_{p0,2}$	255	MPa
Mez kluzu při výpočtové teplotě	$R_{eHt}, R_{p0,2t}$	157	MPa

VLASTNOSTI MATERIÁLU – TLAKOVÁ ZKOUŠKA			
Dovolené namáhání	f	104,67	MPa
Dovolené namáhání při teplotě 20°C (teplotě tlakové zkoušky)	f_{test}	170	MPa
Nejmenší zkušební tlak	p_{test}	2,64	MPa

VÝPOČET MINIMÁLNÍ TLOUŠTKY STĚNY TRUBKY			
Rozměrová norma	ČSN 42 5715		
Vnější průměr trubky	D_0	168,3	mm
Minimální požadovaná tloušťka stěny přímé trubky bez přídavek	e	1,04	mm

Přídavek na korozi	c_0	1	mm
Záporná úchylka tloušťky stěny	c_1	0,36	mm
Přídavek na možné zmenšení během výroby (c_2 = 0 přímá, 1-2 mm zmenšení během výroby-ohýbání, drážkování, závitování...)	c_2	0	mm
Součinitel hodnoty spoje	z	1	–
Tolerance tloušťky stěny (záporná)	x	15	%
Minimální tloušťka s přídavky	e_{min}	2,40	mm

VÝPOČET MINIMÁLNÍ TLOUŠTKY STĚNY OBLOUKU			
Rozměrová norma	ČSN EN 10 253-1		
Maximální dovolená nekrhovitost ohybu dle ČSN EN 13 480-4	u_{max}	10,0	%
Nekrhovitost potrubí dle rozměrové normy nebo výrobní normy	u	4	%
Poměr R/D	R/D	1,5	–
Poloměr ohybu nebo oblouku	R	229	mm
Minimální požadovaná tloušťka stěny bez přídavků a tolerancí - - vnitřní straně	e_{int}	1,30	mm
Minimální požadovaná tloušťka stěny bez přídavků a tolerancí - - vnější straně	e_{ext}	0,91	mm
Tolerance tloušťky stěny (záporná)	x	12,5	%
Přídavek na korozi a erozi	c_0	1	mm
Záporná úchylka tloušťky stěny	c_1	0,16	mm
Přídavek na možné zmenšení během výroby (c_2 = 0 přímá , 1-2mm zmenšení během výroby-ohýbání,drážkování,závitování ...)	c_2	0	mm
Kontrola podmínky platnosti vztahů $u_{max} > u$	Vyhovuje		
Minimální tloušťka s přídavky pro vnitřní stranu	$e_{min-int}$	2,46	mm
Minimální tloušťka s přídavky pro vnější stranu	$e_{min-ext}$	2,07	mm

Pro potrubí ST páry zvolena trubka 168,3x4,5 EN 10210 mat. 12 022.1

Pro potrubí ST páry zvolen oblouk 168,3x4,5 90° R=1,5D DIN 2615 mat. 12 022.1

Potrubí PT páry – návrh tloušťky stěny trubky

IDENTIFIKAČNÍ ÚDAJE			
Název projektu	Parní potrubí náporové turbíny TKV		
Číslo projektu	92 516		
Název potrubní trasy	Potrubí přívodu páry 1,1 MPa		
KKS potrubní trasy	LBG10 BR010		
Médium	Pára		
Rozměr počítaného elementu	DN	250	–
Druh trubky	Bezešvá ocelová trubka		
Navrhovaný materiál	12 022.1		

PARAMETRY MÉDIA			
Nejvyšší dovolená teplota	TS	300	°C
Nejvyšší dovolený tlak	PS	1,3	MPa
Výpočtová teplota	t_c	350	°C
Výpočtový tlak	p_c	1,3	MPa

MECHANICKÉ VLASTNOSTI MATERIÁLU			
Mez pevnosti (minimální hodnota)	R_m	440	MPa
Mez kluzu materiálu při teplotě 20°C	$R_{He}, R_{p0,2}$	255	MPa
Mez kluzu při výpočtové teplotě	$R_{eHt}, R_{p0,2t}$	157	MPa

VLASTNOTI MATERIÁLU – TLAKOVÁ ZKOUŠKA			
Dovolené namáhání	f	104,67	MPa
Dovolené namáhání při teplotě 20°C (teplotě tlakové zkoušky)	f_{test}	170	MPa
Nejmenší zkušební tlak	p_{test}	2,64	MPa

VÝPOČET MINIMÁLNÍ TLOUŠTKY STĚNY TRUBKY			
Rozměrová norma	ČSN 42 5715		
Vnější průměr trubky	D_0	273	mm
Minimální požadovaná tloušťka stěny přímé trubky bez přídavek	e	1,68	mm

Přídavek na korozi	c_0	1	mm
Záporná úchylka tloušťky stěny	c_1	0,47	mm
Přídavek na možné zmenšení během výroby ($c_2 = 0$ přímá, 1-2 mm zmenšení během výroby-ohýbání, drážkování, závitování...)	c_2	0	mm
Součinitel hodnoty spoje	z	1	–
Tolerance stěny (záporná)	x	15	%
Minimální tloušťka s přídavky	e_{min}	3,16	mm

VÝPOČET MINIMÁLNÍ TLOUŠTKY STĚNY OBLOUKU			
Rozměrová norma	ČSN EN 10 253-1		
Maximální dovolená nekruhovitost ohybu dle ČSN EN 13 480-4	u_{max}	10,0	%
Nekruhovitost potrubí dle rozměrové normy nebo výrobní normy	u	4	%
Poměr R/D	R/D	1,5	–
Poloměr ohybu nebo oblouku	R	381	mm
Minimální požadovaná tloušťka stěny bez přídavků a tolerancí - - vnitřní straně	e_{int}	2,11	mm
Minimální požadovaná tloušťka stěny bez přídavků a tolerancí - - vnější straně	e_{ext}	1,47	mm
Tolerance tloušťky stěny (záporná)	x	12,5	%
Přídavek na korozi a erozi	c_0	1	mm
Záporná úchylka tloušťky stěny	c_1	0,26	mm
Přídavek na možné zmenšení během výroby ($c_2 = 0$ přímá , 1-2mm zmenšení během výroby-ohýbání, drážkování, závitování ...)	c_2	0	mm
Kontrola podmínky platnosti vztahů $u_{max} > u$	Vyhovuje		
Minimální tloušťka s přídavky pro vnitřní stranu	$e_{min-int}$	2,74	mm
Minimální tloušťka s přídavky pro vnější stranu	$e_{min-ext}$	3,37	mm

Pro potrubí PT páry zvolena trubka 273x6,3 EN 10210 mat. 12 022.1

Pro potrubí PT páry zvolen oblouk 273,3x6,3 90° R= 1,5D DIN 2615 mat. 12 022.1

6.2.1 Statický výpočet potrubí

Analýza byla provedena pro potrubí ST a PT páry softwarem CAEPIPE v6.50.

Popis jednotlivých výpočtových stavů:

W+P	- Sustained	– zatížení vlastní tíhou potrubí a vnitřním přetlakem
W+P1+T1	- Operating 1	– maximální provozní parametry (vlastní tíha, provozní přetlak a teplota)

Dle EN 1340 12.1.3 jsou definovány následující kritéria posuzování napětí v potrubí:

- Dovolené napětí při maximální teplotě materiálu odpovídající uvažovanému zatížení (f_h)
- Dovolný rozkmit napětí (f_a)
- Dovolená napětí v oblasti tečení (f_{cr})

Napětí od trvalých zatížení (Sustained)

Suma primárních napětí od výpočtového tlaku a výsledného momentu od tíhy a jiných trvalých mechanických zatížení $\sigma_1 < k \cdot f_h$ (12.3.2)

$$\sigma_1 = \frac{p_C \cdot d_0}{4 \cdot e_n} + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_A}{Z} \leq k \cdot f_h \quad (11)$$

Napětí od trvalých a občasných nebo mimořádných zatížení (Occasional)

Suma primárních napětí od výpočtového tlaku a výsledného momentu od tíhy a jiných trvalých mechanických zatížení a výsledného momentu od občasných a mimořádných zatížení $\sigma_2 < k \cdot f_h$ (12.3.3)

$$\sigma_2 = \frac{p_C \cdot d_0}{4 \cdot e_n} + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_A}{Z} + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_B}{Z} \leq k \cdot f_h \quad (12)$$

Rozkmit napětí od teplotní dilatace (Expansion)

Rozkmit napětí od výsledného momentu z teplotních dilatací a střídavých zatížení
 $\sigma_3 < k \cdot f_a$ (12.3.4)

$$\sigma_3 = \frac{i \cdot M_C}{Z} \leq k \cdot f_a \quad (13)$$

Rozkmit napětí od teplotní dilatace (Expansion)

Suma napětí od výpočtového tlaku a výsledného momentu od teplotní dilatace a střídavých zatížení $\sigma_4 < f_h \cdot f_a$ (12.3.4)

$$\sigma_4 = \frac{p_C \cdot d_0}{4 \cdot e_n} + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_A}{Z} + \frac{i \cdot M_C}{Z} \leq f_h \cdot f_a \quad (14)$$

Tečení materiálu (Creep)

Dodatečné podmínky pro rozsah tečení.

Suma napětí od výpočtového tlaku a výsledného momentu od teplotních dilatací, střídavých zatížení, výsledného momentu od tíhy a jiných trvalých mechanických zatížení
 $\sigma_5 < f_{CR}$ (12.3.5)

$$\sigma_5 = \frac{p_C \cdot d_0}{4 \cdot e_n} + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_A}{Z} + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_C}{3 \cdot Z} \leq f_{CR} \quad (15)$$

6.2.2 Vypočtené hodnoty

Pro názornost je přiložen náhled na programové okno, kde jsou znázorněna vypočtená a analyzována napětí od největšího po nejmenší.

(pozn.: $S = \sigma$)

EN 13480 (2009) Code compliance (Sorted stresses)											
Sustained (12.3.2-1)				Expansion (12.3.4-1)				Expansion (12.3.4-2)			
Node	S1 (MPa)	fh (MPa)	S1 fh	Node	S3 (MPa)	fa (MPa)	S3 fa	Node	S4 (MPa)	fh+fa (MPa)	S4 fh+fa
540B	40.78	102.0	0.40	100	104.9	178.3	0.59	100	119.6	280.3	0.43
590B	29.14	102.0	0.29	110	98.57	178.3	0.55	110	109.6	280.3	0.39
540A	28.81	102.0	0.28	600	70.66	178.3	0.40	600	94.84	280.3	0.34
530B	27.03	102.0	0.26	120A	54.98	178.3	0.31	500A	73.33	280.3	0.26
610B	25.13	102.0	0.25	120B	54.54	178.3	0.31	650A	73.22	280.3	0.26
551	25.03	102.0	0.25	640B	52.48	178.3	0.29	640B	71.57	280.3	0.26
649	24.38	102.0	0.24	640A	50.63	178.3	0.28	120B	70.40	280.3	0.25
650A	24.36	102.0	0.24	500A	49.61	178.3	0.28	200	69.78	280.3	0.25
600	24.26	102.0	0.24	650A	48.86	178.3	0.27	640A	68.35	280.3	0.24
530A	24.07	102.0	0.24	200	47.71	178.3	0.27	120A	67.67	280.3	0.24
550	23.95	102.0	0.23	650B	46.83	178.3	0.26	540B	66.51	280.3	0.24
500A	23.72	102.0	0.23	190B	46.03	178.3	0.26	190B	65.84	280.3	0.23
552	23.25	102.0	0.23	190A	43.94	178.3	0.25	500B	65.06	280.3	0.23
270	22.96	102.0	0.23	500B	43.68	178.3	0.25	590B	64.75	280.3	0.23
200	22.74	102.0	0.22	130	41.60	178.3	0.23	650B	62.78	280.3	0.22
610A	22.69	102.0	0.22	750B	40.03	178.3	0.22	190A	62.38	280.3	0.22
250	22.66	102.0	0.22	510A	39.96	178.3	0.22	510A	59.44	280.3	0.21
620	22.41	102.0	0.22	10	39.22	178.3	0.22	750B	59.16	280.3	0.21
630	22.10	102.0	0.22	220A	38.88	178.3	0.22	130	55.73	280.3	0.20
500B	21.38	102.0	0.21	220B	37.72	178.3	0.21	690B	53.02	280.3	0.19
271	21.37	102.0	0.21	690B	37.58	178.3	0.21	220B	52.99	280.3	0.19
590A	20.72	102.0	0.20	210B	36.50	178.3	0.20	220A	51.93	280.3	0.19
274	20.67	102.0	0.20	320A	36.40	178.3	0.20	10	51.92	280.3	0.19
275	20.60	102.0	0.20	690A	35.89	178.3	0.20	690A	51.37	280.3	0.18
272	20.55	102.0	0.20	210A	35.77	178.3	0.20	590A	51.03	280.3	0.18
710	20.25	102.0	0.20	590B	35.60	178.3	0.20	691A	50.95	280.3	0.18
276	20.22	102.0	0.20	691A	35.42	178.3	0.20	210B	49.65	280.3	0.18
273	20.20	102.0	0.20	320B	35.26	178.3	0.20	210A	48.69	280.3	0.17
260	20.17	102.0	0.20	11	35.07	178.3	0.20	320A	48.12	280.3	0.17
277	20.17	102.0	0.20	310B	33.12	178.3	0.19	320B	47.76	280.3	0.17
190B	19.81	102.0	0.19	310A	31.64	178.3	0.18	11	47.20	280.3	0.17
510A	19.47	102.0	0.19	330B	31.46	178.3	0.18	610B	46.82	280.3	0.17
750B	19.13	102.0	0.19	750A	30.97	178.3	0.17	610A	46.50	280.3	0.17
640B	19.08	102.0	0.19	590A	30.31	178.3	0.17	540A	46.39	280.3	0.17
520B	18.96	102.0	0.19	330A	30.29	178.3	0.17	750A	45.82	280.3	0.16
205	18.56	102.0	0.18	510B	29.99	178.3	0.17	691B	45.67	280.3	0.16
190A	18.44	102.0	0.18	691B	29.92	178.3	0.17	510B	45.02	280.3	0.16
760	18.14	102.0	0.18	180B	29.15	178.3	0.16	310B	44.54	280.3	0.16
641	17.97	102.0	0.18	740B	28.81	178.3	0.16	330B	43.95	280.3	0.16
640A	17.73	102.0	0.17	250	27.50	178.3	0.15	250	43.70	280.3	0.16
315	17.67	102.0	0.17	720A	25.89	178.3	0.15	310A	42.93	280.3	0.15
40	17.37	102.0	0.17	300A	25.75	178.3	0.14	740B	42.92	280.3	0.15
325	16.77	102.0	0.16	540B	25.73	178.3	0.14	330A	42.61	280.3	0.15
670B	16.31	102.0	0.16	180A	24.67	178.3	0.14	180B	41.77	280.3	0.15
660A	16.20	102.0	0.16	300B	24.05	178.3	0.13	720A	41.38	280.3	0.15
520A	16.19	102.0	0.16	720B	23.98	178.3	0.13	530B	40.80	280.3	0.15

Version 6.50

karvina test2

Apr 11,12

Obrázek č. 58 a) Náhled programového okna softwaru CAEPIPE v6.50.(1)
[zdroj: ENEZA, s.r.o.]

EN 13480 (2009) Code compliance (Sorted stresses)											
Sustained (12.3.2-1)				Expansion (12.3.4-1)				Expansion (12.3.4-2)			
Node	S1 (MPa)	fh (MPa)	S1 fh	Node	S3 (MPa)	fa (MPa)	S3 fa	Node	S4 (MPa)	fh+fa (MPa)	S4 fh+fa
505	16.02	102.0	0.16	610A	23.81	178.3	0.13	180A	40.15	280.3	0.14
670A	15.98	102.0	0.16	740A	23.34	178.3	0.13	720B	39.23	280.3	0.14
650B	15.95	102.0	0.16	610B	21.69	178.3	0.12	740A	38.53	280.3	0.14
120B	15.86	102.0	0.16	520A	18.14	178.3	0.10	300A	37.99	280.3	0.14
660B	15.83	102.0	0.16	125	17.63	178.3	0.10	649	37.98	280.3	0.14
691B	15.75	102.0	0.15	540A	17.57	178.3	0.10	530A	36.94	280.3	0.13
691A	15.53	102.0	0.15	670B	16.20	178.3	0.09	300B	35.34	280.3	0.13
720A	15.49	102.0	0.15	40	14.90	178.3	0.08	520A	34.32	280.3	0.12
180A	15.48	102.0	0.15	520B	14.86	178.3	0.08	520B	33.82	280.3	0.12
690A	15.47	102.0	0.15	670A	14.24	178.3	0.08	551	33.11	280.3	0.12
690B	15.44	102.0	0.15	760	14.08	178.3	0.08	670B	32.52	280.3	0.12
220B	15.27	102.0	0.15	641	13.93	178.3	0.08	40	32.27	280.3	0.12
720B	15.24	102.0	0.15	530B	13.77	178.3	0.08	760	32.22	280.3	0.11
740A	15.19	102.0	0.15	649	13.59	178.3	0.08	125	32.01	280.3	0.11
510B	15.03	102.0	0.15	660B	13.21	178.3	0.07	641	31.89	280.3	0.11
639	14.93	102.0	0.15	639	13.12	178.3	0.07	620	31.65	280.3	0.11
750A	14.85	102.0	0.15	530A	12.88	178.3	0.07	550	31.63	280.3	0.11
100	14.70	102.0	0.14	505	12.39	178.3	0.07	630	31.52	280.3	0.11
730	14.53	102.0	0.14	185	11.53	178.3	0.06	552	31.43	280.3	0.11
125	14.38	102.0	0.14	660A	11.43	178.3	0.06	670A	30.22	280.3	0.11
680	14.35	102.0	0.14	140	11.08	178.3	0.06	710	30.16	280.3	0.11
130	14.17	102.0	0.14	150	10.78	178.3	0.06	660B	29.04	280.3	0.10
740B	14.11	102.0	0.14	315	9.980	178.3	0.06	505	28.41	280.3	0.10
692	14.05	102.0	0.14	710	9.908	178.3	0.06	205	28.39	280.3	0.10
682	13.96	102.0	0.14	205	9.836	178.3	0.06	639	28.06	280.3	0.10
515	13.61	102.0	0.13	630	9.419	178.3	0.05	315	27.65	280.3	0.10
155	13.55	102.0	0.13	620	9.242	178.3	0.05	660A	27.63	280.3	0.10
681	13.49	102.0	0.13	340	9.236	178.3	0.05	185	24.44	280.3	0.09
150	13.32	102.0	0.13	552	8.176	178.3	0.05	150	24.11	280.3	0.09
210B	13.15	102.0	0.13	551	8.084	178.3	0.05	140	23.93	280.3	0.09
220A	13.05	102.0	0.13	170	7.849	178.3	0.04	270	23.28	280.3	0.08
210A	12.91	102.0	0.13	550	7.684	178.3	0.04	271	21.55	280.3	0.08
185	12.91	102.0	0.13	515	7.394	178.3	0.04	515	21.00	280.3	0.07
140	12.84	102.0	0.13	326	7.229	178.3	0.04	274	20.71	280.3	0.07
170	12.84	102.0	0.13	230	7.010	178.3	0.04	170	20.69	280.3	0.07
10	12.70	102.0	0.12	240	6.629	178.3	0.04	275	20.62	280.3	0.07
120A	12.69	102.0	0.12	160	6.523	178.3	0.04	272	20.61	280.3	0.07
180B	12.62	102.0	0.12	682	6.446	178.3	0.04	325	20.54	280.3	0.07
320B	12.50	102.0	0.12	681	6.065	178.3	0.03	682	20.41	280.3	0.07
330B	12.49	102.0	0.12	692	5.978	178.3	0.03	340	20.26	280.3	0.07
330A	12.32	102.0	0.12	155	5.870	178.3	0.03	273	20.26	280.3	0.07
160	12.28	102.0	0.12	730	5.250	178.3	0.03	276	20.22	280.3	0.07
300A	12.24	102.0	0.12	680	4.839	178.3	0.03	260	20.17	280.3	0.07
11	12.13	102.0	0.12	325	3.769	178.3	0.02	277	20.17	280.3	0.07
230	12.13	102.0	0.12	305	1.199	178.3	0.01	692	20.03	280.3	0.07
320A	11.72	102.0	0.11	270	0.326	178.3	0.00	730	19.78	280.3	0.07

Version 6.50

karvina test2

Apr 11,12

Obrázek č. 58 b) Náhled programového okna softwaru CAEPIPE v6.50. (2)

[zdroj: ENEZA, s.r.o.]

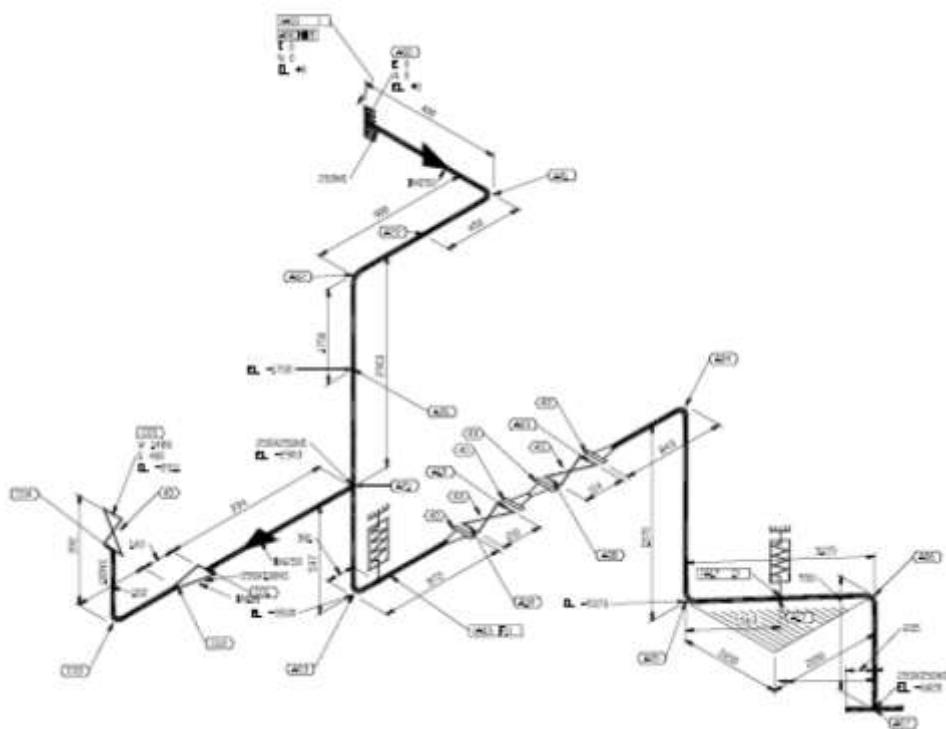
EN 13480 (2009) Code compliance (Sorted stresses)											
Sustained (12.3.2-1)				Expansion (12.3.4-1)				Expansion (12.3.4-2)			
Node	S1 (MPa)	fh (MPa)	S1 fh	Node	S3 (MPa)	fa (MPa)	S3 fa	Node	S4 (MPa)	fh+fa (MPa)	S4 fh+fa
310B	11.42	102.0	0.11	271	0.183	178.3	0.00	681	19.56	280.3	0.07
310A	11.29	102.0	0.11	272	0.062	178.3	0.00	155	19.28	280.3	0.07
300B	11.28	102.0	0.11	273	0.059	178.3	0.00	680	19.19	280.3	0.07
326	11.21	102.0	0.11	274	0.039	178.3	0.00	230	19.14	280.3	0.07
131	11.19	102.0	0.11	275	0.016	178.3	0.00	160	18.80	280.3	0.07
110	11.04	102.0	0.11	260	0.000	178.3	0.00	326	18.44	280.3	0.07
305	11.03	102.0	0.11	276	0.000	178.3	0.00	240	17.46	280.3	0.06
340	11.02	102.0	0.11	277	0.000	178.3	0.00	305	12.23	280.3	0.04
240	10.83	102.0	0.11	131	0.000	178.3	0.00	131	11.19	280.3	0.04

Obrázek č. 58 c) Náhled programového okna softwaru CAEPIPE v6.50. (3)

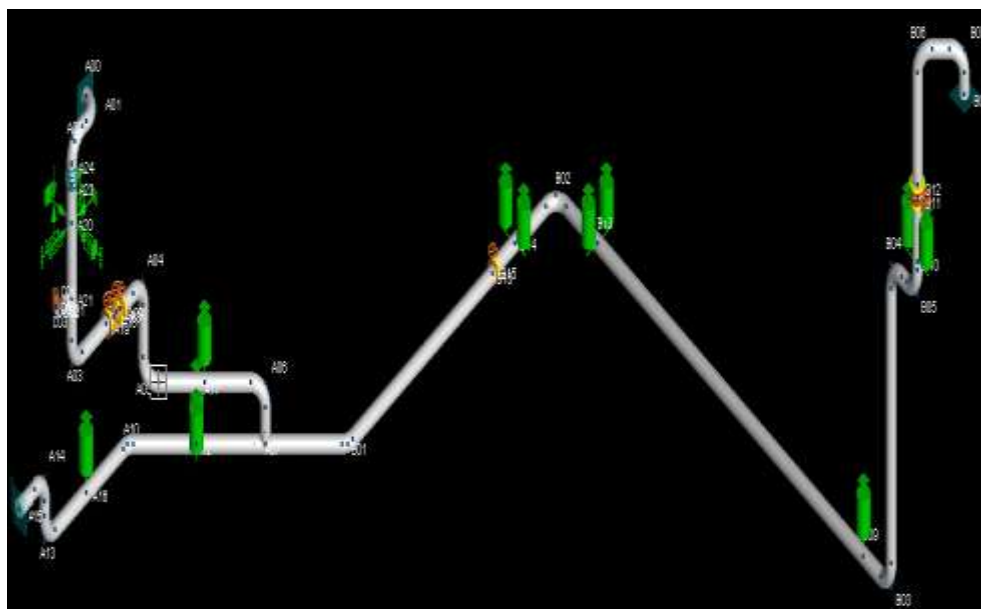
[zdroj: ENEZA, s.r.o.]

Výpočet v uvedeném softwaru bylo prokázáno, že potrubí ST a PT pevnostně vyhovuje ve všech stanovených kritériích požadavků normy ČSN EN 13480.

Modul protitlaké PT páry



Obrázek č. 61 Schematicky model PT páry [zdroj: ENEZA, s.r.o.]



Obrázek č. 62 3D model PT páry [zdroj: ENEZA, s.r.o.]

6.3 Vlastnosti použitých materiálů

Bezešvé trubky jakost: 12 022.1

Chemické složení [hm. %]										
C	Mn	Si	Cr	Ni	Cu	P		S		
0,15-0,22	0,50-0,80	0,17-0,37	max 0,25	max 0,25	max 0,25	max 0,040		max 0,040		
Polotovary										
[1] trubky bezešvé										
[2] trubky bezešvé přesné										
Mechanické vlastnosti										
Polotovar		[1] [2]								
Rozměr t, d [mm]		≤12		12-25		25-36		>36		
Stav		1								
Mez kluzu R _e nebo R _p 0,2 [Mpa] min,		255			245		235			
Mez pevnosti R _m [Mpa]		440-570								
Tažnost A ₅ [%]		21								
Kontrakce Z [%]		-								
Vrubová houževnatost KCU3 [J.cm ⁻²] podél min		59								
Tvrdost HB max		175								
Modul pružnosti E [GPa]		260								
Modul pružnosti ve smyku G [GPa]		-								
Teplota [°C]		100	200	300	400	500		600		
Model pružnosti E [GPa] za zvýšených teplot		199	191	181,4	171,6	161,8		152		
Teplota [°C]/Rozměr [mm]			20	100	200	250	300	350	400	450
Nejnižší mez kluzu R _p 0,2 [MPa] za zvýšených teplot		≤ 12	255	245	225	205	177	157	137	117
		12-15	255	235	211	186	166	147	127	107
		25-36	245	235	211	186	166	137	127	107
		> 36	235	225	201	177	157	127	117	96
Fyzikální vlastnosti										
Hustota ρ[kg.m ⁻³]	Měrná tepelná kapacita C _p [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]		Teplotní součinitel roztažnosti α[K ⁻¹]			Tepelná vodivost Λ _t [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]		Rezistivita ρ [Ω.m]		
7 850	-		11,1.10 ⁻⁶			47,0		-		

Odolnost proti degradačním procesům							
Odolnost proti tečení							
Mez pevnosti při tečení v tahu R _{mT} [MPa] pro stav .1							
Teplota[°C]	380	400	1420	440	460	480	500
R _{mT} /10 ⁴	230	191	158	128	100	75	54
R _{mT} /10 ⁵	165	132	103	79	59	42,2	29,4
R _{mT} /2.10 ⁵	145	115	89	67	48	33,4	24
Mez tečení v tahu R _T [MPa] pro stav .1							
Teplota[°C]	380	400	420	440	460	480	500
R _{mT} /10 ⁴ /1	164	136	113	91	72	53	38
R _{mT} /10 ⁵ /1	118	95	74	57	42	30	21
Technologické údaje							
TEPELNÉ ZPRACOVÁNÍ							
normalizační žihání	890-920 °C		Ochlazovat na vzduchu				
žihání na měkko	670-700 °C		min 4 h na teplotě, pozvolna ochlazovat v peci				
žihání ke snížení pnutí	600-650 °C		zvolna ochlazovat				
teploty přeměn	A ~ 830-860 °C		A ~ 830-860 °C				
TVAŘITELNOST							
Teploty tváření	1 100-95 °C		ochlazovat na vzduchu				
SVAŘITELNOST							
podle ČSN 05 1310	- zaručená (t≤25 mm) - zaručená podmíněná (t > 25 mm) – přehřev 150-200 °C						
Doporučené přídavné materiály pro svařování							
plamenem	drát ČSN 05 5323						
pod tavidlem	drát A302 – ČSN 05 5377, tavidlo Z41 – ČSN 05 5711						
v ochranné atmosféře CO ₂	drát E44.23C – ČSN 05 5390						
el. obloukem ručně	E44.71 – ČSN 05 5027, ČSN 05 5037						
OBROBITELNOST							
polotovary	stav	soustružení, hoblování		frézování, vrtání		broušení	
[1] [2]	.1	16b		15b		-	
TECHNOLOGICKÉ ZKOUŠKY							
zkouška rozšiřováním podle ČSN 42 0415.5	d/D	0,9	0,8	0,7	06		
	rozšířením [%]	13	14	15	16		
zkouška smáčknutím podle ČSN 42 0415.4							
vzdálenost tlačných desek	$H=\frac{1,08.D.a}{0,08.D+a}$						
Použití							
Na porubí součástí energetických a chemických zařízení podle ČSN 13 0020, ČSN 42 0090 a ČSN 69 0010. Ocel má zaručenou minimální hodnotu meze kluzu za vyšších teplot.							

Závěr

Navrhovaná turbína má celoročně sloužit místo hlavního škrticího ventilu pro dodávku páry pro ohřev teplé vody pro města Karvinou, Havířov a Orlovou. Původní redukční ventil zůstane v záloze pro případnou poruchu turbíny.

Mám za to, že si ji oblíbí i obsluha teplárny, neboť turbína nevyžaduje žádnou údržbu ani žádný dozor. Tuto turbínu navrhuji z těchto několika hledisek:

Výhody z hlediska provozního:

- regulace výkonů od maxima až do 0 při stejné účinnosti
- rychlý náběh zařízení, řádově v minutách
- výrobní jednoduchost a s tím spojená nízká cena zařízení. Přeměna kinetické energie vstupující vzdušiny na obvodovou sílu na délce 5 cm obvodu turbíny a z toho vyplývající výrazné zmenšení rozměrů a objemu turbíny oproti klasickým lopatkovým turbínám
- možnost práce v mokře páře
- možnost stavby velkých jednotek i stovek megawattů na tomto principu
- parametry tlaku a teploty je možno velmi rychle měnit ($p = 5-15$ barů, teplota $110-315$ °C)
- uložení stroje ve valivých ložiscích, což s sebou přináší značné zjednodušení olejového hospodářství, minimální množství mazacího oleje, bezpečný doběh stroje při výpadku oběhového čerpadla a zástavbové rozměry olejového hospodářství v rámci půdorysu stroje
- jednotný servisní interval pro výměnu ložisek turbíny a generátoru, olejové náplně 25 litrů a olejového filtru
- možnost provozování stroje s vyššími obvodovými rychlostmi

Výhody z hlediska ekonomického:

- pokles investičních nákladů na turbosoustrojí s návratností od jednoho do tří let vzhledem k současným nákladům za nákup el. energie (podle výkonu stroje)
- pokles nároků na přesné opracování
- výrazná úspora materiálu a použití levných a dostupných materiálů
- nenáročná údržba
- zvětšení výrobních tolerancí, přičemž je možné skříň turbíny vyrobit jako lehký svařenec bez opracování (kromě funkčních ploch) viz. Obr. č. 51

Při 70% využitelnosti stroje jsou předpokládány tyto hodnoty:

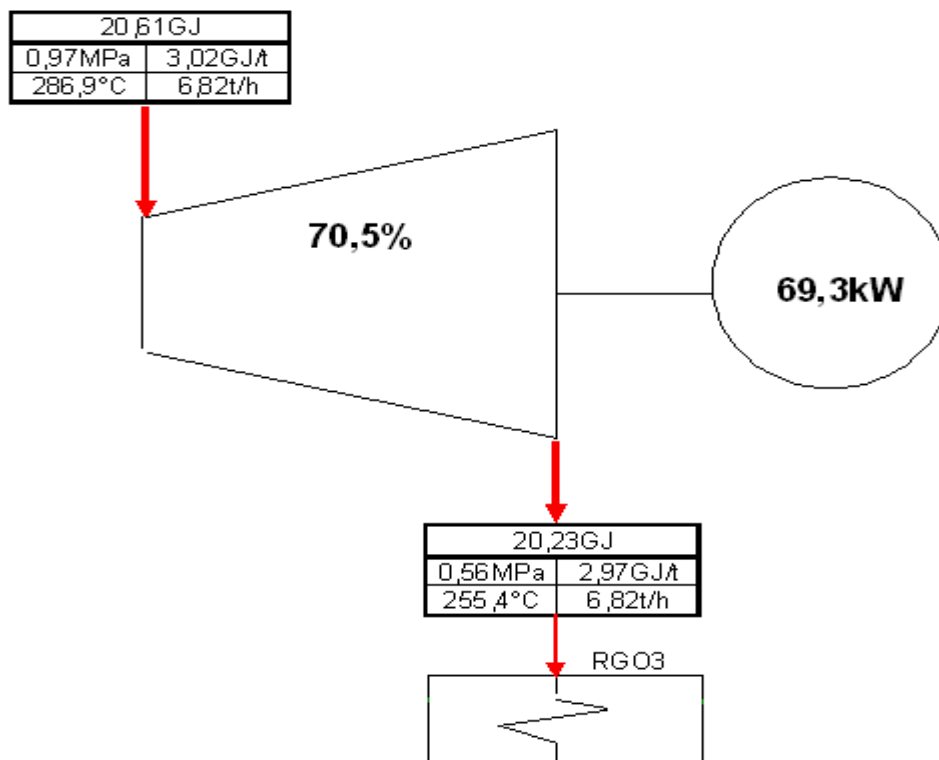


Schéma č. 12 Předpokládané hodnoty [zdroj: vlastní]

Průměrný výkon	69,3 KW
Průměrná teplota vstupní páry	286,9 °C
Průměrná teplota výstupní páry	255,4 °C
Průměrný tlak vstupní páry	0,97 MPa
Průměrný tlak výstupní páry	0,56 MPa
Průměrné množství páry	6,82 t/h

Celá investice bez zatížení úroky by podle odhadu stála cca 1 700 000 Kč.

Při předpokládané výkupní ceně 1 300 Kč za MWh by tržby dosáhly 845 tis. Kč. Odečteme-li předpokládané vynaložené náklady na palivo ve výši 309 tis. Kč (103,87 Kč/GJ) dostaneme čistý přínos 536 tis. Kč. Prostá návratnost této investice bude v tomto případě 3,17 roků. Ve výpočtu nepočítám s tzv. zelenými bonusy KVET za elektrickou energii poskytovanou do elektrizační sítě. Pak by se doba návratnosti mohla zkrátit přibližně na 2,5 roků.

Předpokládané investiční náklady	1700 000 Kč	
Předpokládané roční tržby	845 000 Kč	
Předpokládaná výkupní cena	1 300 Kč	(MWh)
Předpokládané roční náklady na palivo	309 000 Kč	(103,87 Kč/GJ)
Předpokládaný čistý přínos	536 000 Kč	
Předpokládaná prostá návratnost	3,17	(roků)
Předpokládané množství vyrobené elektřiny	650	(MWh)

Závěrem lze konstatovat, že v posuzovaném případě doplnění redukčního ventilu v systému parní středotlaké sítě o parní turbínu bude efektivní investicí, protože kromě už výše zmiňovaných výhod přinese teplárně i kladný průměrný roční „ekvivalentní“ tok peněz.

Instalaci parních turbín je nutné posuzovat případ o případu, protože ekonomická efektivnost jejich provozu je silně závislá na tvaru ročního diagramu trvání tepelných výkonů, entalpickém spádu redukované páry a v neposlední řadě i na velikosti investičních nákladů.

Seznam použité literatury

- [1] DALKIA ČESKÁ REPUBLIKA, a.s. *Místní provozní a pracovní předpisy*. 2010.
- [2] ENEZA, s.r.o. *Firemní materiály*.
- [3] GB CONSULTING. *Komplexní využití odpadního tepla* [online]. 2010 [cit. 2012-04-29]. Dostupné z: <http://www.gbconsulting.cz/vyuziti-tepla.html>
- [4] G-TEAM, a.s. *Točivé redukce: TR320* [online]. 2008. vyd. [cit. 2012-04-29]. Dostupné z: http://www.g-team.cz/pdf/redukce_cz.pdf
- [5] GWRD, s.r.o. *Firemní dokumenty*. Dostupné z: <http://www.madry.cz/technologie2>
- [6] GWRD, s.r.o. *Firemní materiály: Náporová turbína*. 2012
- [7] HUB, František. *Moravskoslezské teplárny 100 let služeb veřejnosti*. 1. vyd. Ostrava: Moravskoslezské teplárny a.s., 1998. ISBN 80-238-2293-4.
- [8] KOLARČÍK, Kamil. *Parní a plynové turbíny v redukčních stanicích* [online]. [cit. 2012-04-29]. Dostupné z: http://www.mpo-efekt.cz/dokument/98_893.pdf
- [9] KYSELA, Ladislav. *Využití druhotných zdrojů energie* [online]. Katedra energetiky Fakulty strojní VŠB – TU Ostrava, leden 2001, Ostrava, 2001,2004,2007 [cit. 2012-04-29]. Dostupné z http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/dez/skripta_Odpadni_teplo.pdf
- [10] PBS ENERGO, a.s. *Turbíny* [online]. [cit. 2012-04-29]. Dostupné z: http://www.pbsenergo.cz/eng_turbiny.php
- [11] PÍSKAČ, M. *Ekonomická efektivnost točivých redukcí páry*. 3T. Teplo, technika, teplárenství. 2003, roč. 13, č. 5, s. 15-18. ISSN 1210-6003. Dostupné z www.fel.cvut.cz/13116/publication/2003.html
- [12] ŠKORPÍK, Jiří. Škrcení plynů a par, *Transformační technologie*, 2006. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/skrzeni-plynu-a-par.html>.

Seznam obrázků

- Obrázek č. 1 Teplárna Karviná [zdroj: Hub, 2004]
- Obrázek č. 2 Teplárna Karviná [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 3 Zauhlování [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 4 Mlýnský okruh [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 5 Elektronapáječka [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 6 Kotel s hořáky [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 7 Kotel – pohled z druhé strany [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 8 Odstruskování [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 9 RP1 [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 10 RP2 [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 11 RP3 [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 12 RP4 [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 13 RP5 [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 14 RS1 [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 15 RS2 [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 16 RS3 [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 17 SCHS4 [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 18 Strojovna [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 19 TG4 [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 20 NTO 1,2 [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 21 Turbína TG-5 – zvenčí [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 22 Turbína TG-5 – zevnitř [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 23 RGO 1, 2 [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 24 RGO 3 [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 25 Výměňíková stanice – čelní pohled [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 26 Výměňíková stanice – boční pohled [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 27 Kondenzátní čerpadlo [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 28 Oběhové čerpadlo [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 29 Chladicí věže [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 30 Redukční ventil [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 31 Turbína STG I – čelní pohled [zdroj: firemní materiály PBS Energo, s.r.o.]
- Obrázek č. 32 Turbína STG I – boční pohled [zdroj: firemní materiály PBS Energo, s.r.o.]
- Obrázek č. 33 Požadavek na turbínu [zdroj: firemní materiály PBS Energo, s.r.o.]

- Obrázek č. 34 Parní turbína TR320 [zdroj: firemní seriály G-Team, a.s.]
- Obrázek č. 35 Řez náporovou turbínou [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 36 Disk tělesa turbíny [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 37 Blok kartáčů [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 38 Zkušební zařízení [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 39 a) Silové působení vzdušiny [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
b) Silové působení vzdušiny [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 40 Čelní pohled na turbínu 1 [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 41 Čelní pohled na turbínu 2 [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 42 Boční pohled na turbínu [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 43 Pohled na vnitřní skříň turbíny [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 44 Turbínové kolo o 650 mm [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 45 Pohled na blok kartáčů [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 46 Blok kartáčů [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 47 Turbínové kolo – pohled na kartáče [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 48 Turbínové kolo [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 49 Fragment turbínového kola [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 50 Fragment turbínového kola s kartáči [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 51 Svařenec [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 52 Návrh stroje o výkonu až 3 MW [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 53 Návrh náporové turbíny o výkonu 0,5 až 1 MW [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]
- Obrázek č. 54 Pohled na měřená data na monitoru [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 55 Náhled na programové okno EES [zdroj: vlastní]
- Obrázek č. 56 Výpočtový model potrubí – náhled na programové okno [zdroj: firemní materiály ENEZA, s.r.o.]
- Obrázek č. 57 Výpočet tloušťky stěny potrubí a oblouků – náhled na programové okno [zdroj: firemní materiály ENEZA, s.r.o.]
- Obrázek č. 58 a) Náhled programového okna softwaru CAEPIPE v6.50. (1) [zdroj: firemní materiály ENEZA, s.r.o.]
b) Náhled programového okna softwaru CAEPIPE v6.50. (2) [zdroj: firemní materiály ENEZA, s.r.o.]

c) Náhled programového okna softwaru CAEPIPE v6.50. (3)

[zdroj: firemní materiály ENEZA, s.r.o.]

Obrázek č. 59 Schematický model ST páry [zdroj: firemní materiály ENEZA, s.r.o.]

Obrázek č. 60 3D model ST páry [zdroj: firemní materiály ENEZA, s.r.o.]

Obrázek č. 61 Schematický model PT páry [zdroj: firemní materiály ENEZA, s.r.o.]

Obrázek č. 62 3D model PT páry [zdroj: firemní materiály ENEZA, s.r.o.]

Seznam schémat

Schéma č. 1 Schéma zapojení strojního zařízení [zdroj: firemní materiály Dalkia, a.s.]

Schéma č. 2 Redukční ventil – možnosti zapojení [zdroj: Škorpík, 2006]

Schéma č. 3 Redukční ventil membránový – schematický řez [zdroj: Škorpík, 2006]

Schéma č. 4 Paralelní zapojení parní turbíny, RV – redukční (regulační) ventil, TR – parní turbína, S – spotřebič [upraveno podle: Píškač, 2003]

Schéma č. 5 Sériové zapojení parní turbíny [upraveno podle: Píškač, 2006]

Schéma č. 6 Redukce tlaků páry v redukčním ventilu, z hlediska energie ztrátová [zdroj: vlastní]

Schéma č. 7 Začlenění parní turbíny, náhrada škrcení, energeticky výhodné [zdroj: vlastní]

Schéma č. 8 Tepelné schéma po instalaci malé parní turbíny [zdroj: vlastní]

Schéma č. 9 Parní turbíny TR320 [zdroj: firemní materiály G-Team, a.s.]

Schéma č. 10 Celkové schéma napojení turbíny na páru [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]

Schéma č. 11 Ericsonův-Braytonův rovnotlaký cyklus [zdroj: firemní materiály GWRD, s.r.o.]

Schéma č. 12 Předpokládané hodnoty [zdroj: vlastní]

Seznam diagramů

Diagram č. 1 i-s diagram redukční stanice s točivou redukcí [zdroj: Škorpík, 2006]

Diagram č. 2 i-s- diagram expanze páry [zdroj:]

Diagram č. 3 i-s- diagram – detail [zdroj:]

Seznam grafů

Graf č. 1 Výkonová charakteristika turbíny STG I [zdroj: vlastní]

Seznam příloh

Příloha č. A	Výkres č. 09-002-0-A-A3 Náporová turbína- pohledy na soustrojí
Příloha č. B	Výkres č. DP-2012-01 Dispoziční řešení PT TKV podlaží + 8,5m
Příloha č. C	Výkres č. DP-2012-02 Dispoziční řešení PT TKV podlaží +4,3m
Příloha č. D	Výkres č. DP-2012-03 Dispoziční řešení PT TKV řez 2-2
Příloha č. E	Výkres č. DP-2012-04 Schéma P&ID Parní turbína TKV
Příloha č. F	ČSN EN 13480-3 Výpočet tloušťky stěn potrubí a oblouků – výňatek

Zvláštní příloha datový nosič CD s plným textem diplomové práce a přílohami

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucími diplomové práce doc. Ing. Kamilu Kolarčíkovi CSc. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce.

Dále děkuji za poskytnutí firemních a provozních materiálů Ing. Zygmuntu Recmanovi z firmy Dalkia Česká republika, a.s. a Ing. Ferdinandu Madrymu ze společnosti GWRD s.r.o. Frýdek-Místek. A v neposlední řadě také svému zaměstnavateli, firmě ENEZA s.r.o. Třinec, pánům Ing. Robertu Obročníkovi a Ing. Stanislavu Kimerovi, za podporu, poskytnutí materiálů, výpočtových programů a možnost zpracování konstrukčních výkresů.